



TUGAS AKHIR – TM141585

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PERUBAHAN PARAMETER PADA SISTEM
TORSIONAL VIBRATION ABSORBER TERHADAP
TORSI REDAM DAN RESPON DINAMIS DARI
SISTEM PENGGERAK *DRIVETRAIN* PADA MOBIL
DENGAN KAPASITAS *ENGINE 1200 CC***

HILDA YUNITA PRABAWATI
NRP. 2112100012

Dosen Pembimbing:
Dr. Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



FINAL PROJECT – TM141585

**MODELING AND ANALYSIS OF THE EFFECT OF
PARAMETER CHANGES IN THE TORSIONAL
VIBRATION ABSORBER SYSTEM TOWARDS THE
DAMPING TORQUE AND THE DYNAMIC
RESPONSE OF THE DRIVETRAIN SYSTEM ON
CAR WHICH THE ENGINE CAPACITY OF 1200 CC**

HILDA YUNITA PRABAWATI
NRP. 2112100012

Advisory Lecturer
Dr. Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016

LEMBAR PENGESAHAN

PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH PERUBAHAN PARAMETER PADA SISTEM *TORSIONAL VIBRATION* *ABSORBER* TERHADAP TORSI REDAM DAN RESPON DINAMIS DARI SISTEM PENGGERAK *DRIVETRAIN* PADA MOBIL DENGAN KAPASITAS *ENGINE* 1200 CC

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

HILDA YUNITA PRABAWATI

Nrp. 2112 100 012

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir

1. Dr. Eng. Harus L. G., ST., M.Eng (Pembimbing)
NIP. 197505111999031001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT (Penguji I)
NIP. 197004121997032003
3. Moch. Solichin, ST., MT. (Penguji II)
NIP. 198908172015041003
4. Aida Annisa A. D., ST, MT. (Penguji III)
NIP. 198907052015042005

SURABAYA
Januari 2016

**PEMODELAN DAN ANALISIS PENGARUH
PERUBAHAN PARAMETER PADA SISTEM
TORSIONAL VIBRATION ABSORBER TERHADAP
TORSI REDAM DAN RESPON DINAMIS DARI
SISTEM PENGGERAK *DRIVETRAIN* PADA MOBIL
DENGAN KAPASITAS *ENGINE* 1200 CC**

Nama : Hilda Yunita Prabawati
NRP : 2112100012
Jurusan : Teknik Mesin ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Harus Laksana Guntur, ST.
M. Eng.

Abstrak

Perkembangan dunia otomotif sekarang semakin berkembang, seperti halnya pada mobil. Mobil memiliki beberapa komponen berputar salah satunya sistem penggerak drivetrain. Komponen ini akan menghasilkan getaran torsional yang disebabkan putaran poros dan perubahan kecepatan secara tiba-tiba. Efek dari getaran tersebut akan menimbulkan kebisingan dan kerusakan yang lebih cepat pada komponen tersebut. Maka dari itu dibutuhkan Torsional Vibration Absorber. Torsional Vibration Absorber adalah piringan dengan pegas yang dapat meredam getaran yang terjadi dengan memanfaatkan momen inersia dan koefisien redam torsional.

Dalam tugas akhir ini dilakukan pemodelan dan analisis pengaruh perubahan momen inersia, koefisien redam torsional dan frekuensi sistem Torsional Vibration Absorber terhadap torsi redam dan respon dinamis terhadap sistem penggerak drivetrain dengan variasi konstanta pegas torsional. Pada sistem Torsional Vibration Absorber momen inersia divariasikan sebesar 0,1575 – 0,1425 kg.m², koefisien redam torsional divariasikan 6,2 – 28,6 N.m.s/rad serta konstanta pegas torsional divariasikan sebesar 7893,6 – 7104,24 N.m/rad. Input yang digunakan pada tugas akhir ini adalah input sinusoidal dengan variasi frekuensi 2 - 8

Hz dan bump modified. Tahap awal penelitian ini dilakukan pemodelan dan simulasi sistem Torsional Vibration Absorber dengan input sinusoidal dengan variasi momen inersia dan koefisien redam torsional, didapatkan bahwa semakin besar momen inersia dan koefisien redam torsional maka akan semakin besar torsi redam yang dihasilkan.

Parameter sistem Torsional Vibration Absorber yang dipilih adalah momen inersia $0,1575 \text{ kg.m}^2$ dan koefisien redam torsional $28,6 \text{ N.m.s/rad}$. Penelitian selanjutnya dilakukan penambahan sistem Torsional Vibration Absorber pada sistem penggerak drivetrain, digunakan input bump modified. Dengan divariasikannya konstanta pegas torsional, didapatkan bahwa semakin kecil konstanta pegas torsional maka respon transient sistem akan semakin cepat sehingga cepat mencapai kondisi steady state. Dan dari perbandingan sistem penggerak drivetrain dengan dan tanpa penambahan sistem Torsional Vibration Absorber, didapatkan hasil bahwa penambahan sistem Torsional Vibration Absorber membuat getaran lebih teredam, dibuktikan dengan respon transien yang mengakibatkan pencapaian kondisi steady state terjadi 20 – 70 % lebih cepat dan besar nilai maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan 38 – 91 % lebih kecil.

Kata kunci : *Torsional Vibration Absorber, Flywheel, karakteristik gaya redam, respon dinamis pada drivetrain, parameter sistem penambahan Torsional Vibration Absorber pada drivetrain*

MODELING AND ANALYSIS OF THE EFFECT OF PARAMETER CHANGES IN THE TORSIONAL VIBRATION ABSORBER SYSTEM TOWARDS THE DAMPING TORQUE AND THE DYNAMIC RESPONSE OF THE DRIVETRAIN SYSTEM ON CAR WHICH THE ENGINE CAPACITY OF 1200 CC

Name : Hilda Yunita Prabawati
NRP : 2112100012
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisory Lecturer : Dr. Harus Laksana Guntur ST.,
M.Eng

Abstract

The development of the automotive is now growing, as happened in the car. The car has several rotating components, one of them is drivetrain. This component will generate torsional vibration caused by the shaft rotation and sudden speed changes. The effects of vibration will cause noise and make these components damage faster. Therefore it takes Torsional Vibration Absorber. Torsional Vibration Absorber is a disc with a spring that can dampen vibration that occurs by utilizing the moment of inertia and torsional damping coefficient.

In this research, modeling and analysis of the effect of changes in the moment of inertia, torsional damping coefficient and frequency of Torsional Vibration Absorber system towards damping torque and dynamic response of the drivetrain with the variety of torsional spring constant. In Torsional Vibration Absorber, the moment of inertia was varied from 0.1575 to 0.1425 kg.m², torsional damping coefficient was varied from 6.2 to 28.6 Nms/rad and the torsional spring constant was varied from 7893.6 to 7104.24 Nm/rad. Inputs used in this thesis is a sinusoidal input which frequency was varied from 2 to 8 Hz and bump modified input. The first step of this research, modeling and simulation Torsional Vibration Absorber system using sinusoidal

input with the moment of inertia and torsional damping coefficient was varied, from this simulation has been known that the greater the moment of inertia and torsional damping coefficient, the greater the damping torque generated.

The parameters of Torsional Vibration Absorber system selected is 0.1575 kg.m^2 in moment of inertia and 28.6 Nms/rad in torsional damping coefficient. The next step was the addition of Torsional Vibration Absorber system on the drivetrain system, using bump modified input. With the variation of torsional spring constant, it has been known that the smaller the torsional spring constant, the transient response of the system will reach steady state conditions faster. And from the comparison of drivetrain system, with and without the addition of Torsional Vibration Absorber system, showed that the addition of Torsional Vibration Absorber system create more vibration damped, shown by the transient response which reached the steady state conditions about 20-70% faster and the maximum value of displacement, velocity and acceleration is about 38-91% smaller.

Keywords : Torsional Vibration Absorber, Flywheel, damping torque characteristics, dynamic response of drivetrain, system parameter of addition of Torsional Vibration Absorber on drivetrain

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadiran Allah Subhanallahu Wa Ta'ala, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada:

1. Keluarga tersayang, khususnya kedua orangtua, Bapak Sutikno dan Ibu Sulamti, yang telah menjadi orang-orang terbaik dalam hidup penulis dan selalu memberikan doa dan dorongan dalam segala kondisi.
2. Saudara kandung penulis Yulik Sulistiara Prabawati yang selalu memberikan dorongan moril dan terus memberikan semangat sampai penulis bisa menyelesaikan studinya.
3. Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST.M.Eng yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
4. Dr. Wiwiek Hendrowati ST, MT, Moch. Solichin, ST., MT. dan Aida Annisa A.D., ST., MT. selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis tentang Tugas Akhir ini.
5. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin FTI ITS, terima kasih atas ilmu yang disampaikan, semoga bermanfaat kedepannya bagi diri penulis dan bagi bangsa dan negara.
6. Adisylva Yudhistiro yang senantiasa menemani, selalu ada untuk penulis, memberi dorongan moril, selalu memberi semangat dan menghibur penulis saat sedang penat.
7. Iza, Una, Fian dan Nadya yang telah membantu, menemani, menghibur dan memberikan semangat penulis dari awal masuk kampus sampai menyelesaikan studinya.

8. Teman Riset penulis, Yunita yang senantiasa memberi semangat, menemani, membimbing dan memberikan ilmu baru dalam dunia modeling.
9. Teman-teman angkatan M55 yang senantiasa memberi motivasi dan menemani penulis selama kebersamaan tiga setengah tahun ini.

Dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut. Semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xvii
DAFTAR SIMBOL	xix

BAB I PENDAHULUAN

1.1	Latar Belakang	1
1.2	Rumusan Masalah	2
1.3	Tujuan	2
1.4	Batasan Masalah	3
1.5	Manfaat	3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1	Desain dan Simulasi Sistem <i>Dual Mass Flywheel</i> sebagai <i>Torsional Vibration Absorber</i>	5
2.2	Pengujian Getaran Torsional pada <i>Dual Mass Flywheel</i>	9
2.3	Desain <i>Dual Mass Flywheel</i> pada Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i>	13
2.4	Pengertian Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i>	15
2.5	<i>Dynamic Vibration Absorber</i>	17
2.6	<i>Flywheel</i> sebagai <i>Torsional Vibration Absorber</i>	19
2.7	Sistem Getaran Torsional	22
2.8	Sistem Getaran Multi Derajat Kebebasan (m-DOF) ..	24

BAB III METODOLOGI

3.1	Metodologi Penelitian	27
3.1.1	Tahap Studi Literatur	29

3.2	Pemodelan dan Simulasi Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	30
3.2.1	Pemodelan Fisik Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	30
3.2.2	Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	31
3.2.3	Pembuatan Blok Simulasi Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	32
3.2.4	Analisa Grafik Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	35
3.3	Pemodelan dan Simulasi Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> dengan <i>Torsional Vibration Absorber</i> ...	35
3.3.1	Pemodelan Fisik Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i>	35
3.3.2	Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i>	37
3.3.3	Pembuatan Blok Simulasi dari Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i>	40
3.3.4	Analisa Grafik dari Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> dengan <i>Torsional Vibration Absorber</i>	43

BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1	Pemodelan Dinamis Sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	45
4.2	Pemodelan Dinamis Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> dengan Penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i>	46
4.3	Diagram Blok	49
4.3.1	Input yang Digunakan	49
4.3.2	Diagram Blok Sistem <i>Torsional Vibration</i>	

<i>Absorber</i>	51
4.3.3 Diagram Blok Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> dengan Penambahan <i>Torsional Vibration</i> <i>Absorber</i>	52

BAB V ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

5.1 Respon Dinamis pada Pasangan Momen Inersia (J_F) dan Koefisien Redam Torsional (c_F) dengan Variasi Frekuensi	57
5.2 Pengaruh Perubahan <i>Damping Ratio</i> (ζ) terhadap Koefisien Redam Torsional (c_F) dan Torsi Redam yang dihasilkan	68
5.3 Perbandingan Respon Dinamis Sistem Penggerak <i>Drivetrain</i> dengan dan tanpa Penambahan <i>Torsional</i> <i>Vibration Absorber</i>	70

BAB VI KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan	81
6.2 Saran	82

DAFTAR PUSTAKA	85
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Model dinamis pada kondisi siaga	5
Gambar 2.2	Model dinamis pada kondisi berkendara	6
Gambar 2.3	Bentuk fisik dari DMF dan mekanisme pegasnya	7
Gambar 2.4	Model matematis dari DMF	7
Gambar 2.5	Hasil simulasi dari DMF pada kondisi siaga ..	7
Gambar 2.6	Hasil simulasi dari DMF pada kondisi mengemudi	8
Gambar 2.7	Rancangan alat dari penelitian	9
Gambar 2.8	Hasil simulasi pada kondisi siaga	10
Gambar 2.9	Kurva torsi dan peta perbesaran kondisi berkendara (beban 40 Nm, kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm)	11
Gambar 2.10	Kurva torsi dan peta perbesaran kondisi berkendara (beban 60 Nm, kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm)	12
Gambar 2.11	Hasil simulasi pada kondisi menanjak	13
Gambar 2.12	Rancangan penambahan DMF pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> dan pemodelan matematis	14
Gambar 2.13	(a) Model fisik DMF yang terhubung dengan sistem transmisi (b) Model matematis DMF yang terhubung dengan sistem transmisi	15
Gambar 2.14	Penyalur daya dari mesin sampai ke roda penggerak ^[9]	16
Gambar 2.15	Posisi <i>dual mass flywheel</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> ^[15]	17
Gambar 2.16	Contoh <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	18
Gambar 2.17	Grafik dari <i>Dynamic Vibration Absorber</i> tanpa peredam	18
Gambar 2.18	Grafik dari <i>tuned vibration absorber</i>	19
Gambar 2.19	Komponen dari <i>single mass flywheel</i>	21

Gambar 2.20	Komponen dari DMF	22
Gambar 2.21	Model matematis dari DMF	22
Gambar 2.22	Getaran torsional pada <i>disc</i>	23
Gambar 2.23	Sistem getaran torsional 2 DOF	25
Gambar 2.24	Contoh sistem getaran torsional multi derajat kebebasan ^[8]	25
Gambar 3.1	Diagram alir penyelesaian tugas akhir	28
Gambar 3.2	Detail <i>Torsional Vibration Absorber</i>	30
Gambar 3.3	Model fisik rancangan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	31
Gambar 3.4	Model matematis rancangan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	31
Gambar 3.5	Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	32
Gambar 3.6	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> dengan variasi momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) dengan Torsi awal <i>engine</i> (T_0) konstan	35
Gambar 3.7	Rancangan penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> ..	36
Gambar 3.8	Model fisik rancangan penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i>	36
Gambar 3.9	Tampak depan <i>differential transmission</i> pada roda	37
Gambar 3.10	Model matematis rancangan penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i>	38
Gambar 3.11	Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> ..	39
Gambar 3.12	Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari Penambahan <i>Torsional</i>	

	<i>Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> dengan variasi konstanta pegas torsional (k_F)	42
Gambar 4.1	FBD untuk sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i>	45
Gambar 4.2	FBD untuk sistem penggerak <i>drivetrain</i> dengan penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i>	47
Gambar 4.3	Pengetesan <i>Torsional Vibration Absorber</i> dengan input <i>sinusoidal</i>	50
Gambar 4.4	Torsi awal engine dengan input <i>bump</i> yang dimodifikasi	51
Gambar 4.5	Diagram blok untuk sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> untuk setiap variasi momen inersia (J_F), koefisien redam torsional (c_F) dan frekuensi	52
Gambar 4.6	Diagram blok untuk sistem penggerak <i>drivetrain</i> dengan penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> untuk input <i>bump modified</i>	53
Gambar 4.7	Diagram blok untuk sistem penggerak <i>drivetrain</i> tanpa penambahan <i>Torsional Vibration Absorber</i> untuk input <i>bump modified</i>	54
Gambar 4.8	Diagram blok untuk input <i>bump modified</i>	54
Gambar 5.1	Skema dari <i>Torsional Vibration Absorber</i> ...	57
Gambar 5.2	Grafik respon torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan dan percepatan pada momen inersia ($J_F = 0,1575-0,1425 \text{ kg.m}^2$) dan pasangan koefisien redam torsional ($c_F = 6,2-28,64 \text{ N.m.s/rad}$) dengan variasi frekuensi 2-8 Hz	61
Gambar 5.3	Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap momen inersia ($J_F = 0,1575-0,1425 \text{ kg.m}^2$) pada masing-masing koefisien redam	

	torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) 63
Gambar 5.4	Grafik respon torsi redam terhadap perpindahan pada pasangan momen inersia (a-d) $J_F = 0,1575 \text{ kg.m}^2$ (b-e) $J_F = 0,15 \text{ kg.m}^2$ (c-f) $J_F = 0,1425 \text{ kg.m}^2$ dengan masing-masing koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) pada frekuensi 2 Hz 65
Gambar 5.5	Grafik pengaruh variasi koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) terhadap masing-masing momen inersia ($J_F = 0,1575-0,1425 \text{ kg.m}^2$) dengan frekuensi paling kecil 2 Hz dan paling besar 8 Hz 67
Gambar 5.6	Grafik pengaruh variasi <i>damping ratio</i> ($\zeta = 0,3;0,5;0,8$) terhadap (a) koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) dan (b) torsi redam pada masing-masing konstanta pegas torsional ($k_F = 712-2136 \text{ N.m/rad}$) dengan momen inersia ($J_F = 0,1575 \text{ kg.m}^2$) dan frekuensi 2 Hz 69
Gambar 5.7	Grafik perbandingan respon perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) pada momen inersia beban (<i>wheel</i>) dengan dan tanpa penambahan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> terhadap waktu dengan konstanta pegas torsional ($k_F = 712 \text{ N.m/rad}$) serta input <i>bump modified</i> 71
Gambar 5.8	Grafik perbandingan respon perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) pada momen inersia beban (<i>wheel</i>) dengan dan tanpa penambahan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> terhadap waktu dengan konstanta pegas torsional ($k_F = 1424 \text{ N.m/rad}$) serta input <i>bump modified</i> 73
Gambar 5.9	Grafik perbandingan respon perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) pada

momen inersia beban (*wheel*) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap waktu dengan konstanta pegas torsional ($k_F = 2136$ N.m/rad) serta input *bump modified* 75

Gambar 5.10 Perbandingan nilai *settling time* pada perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing konstanta pegas torsional (k_F) 77

Gambar 5.11 Perbandingan nilai maksimum pada perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing konstanta pegas torsional (k_F) 79

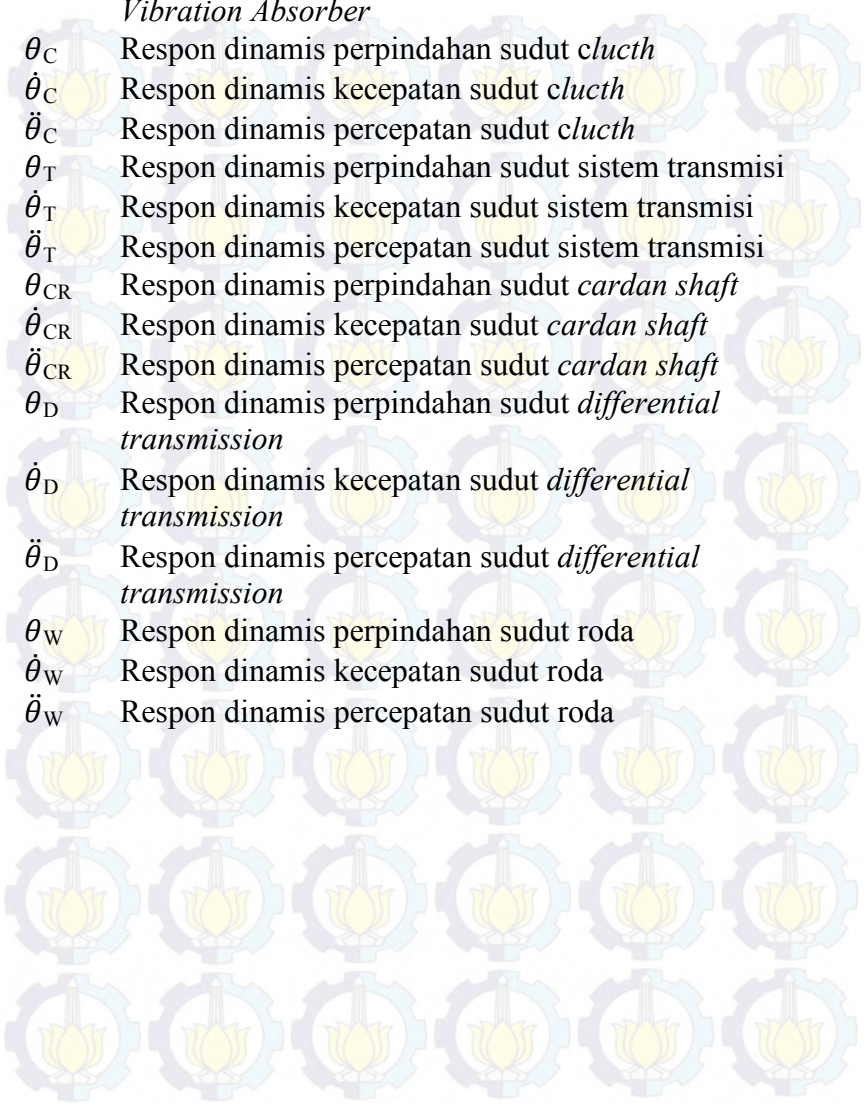
DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Variasi parameter	6
Tabel 2.2	Hasil perhitungan pada kondisi siaga	10
Tabel 2.3	Hasil perhitungan pada kondisi berkendara ...	11
Tabel 2.4	Hasil perhitungan pada kondisi berkendara ...	12
Tabel 2.5	Hasil perhitungan dengan kecepatan 1000 rpm	13
Tabel 3.1	Parameter untuk sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> ^[11]	33
Tabel 3.2	Parameter untuk pemasangan <i>Torsional Vibration Absorber</i> pada sistem penggerak <i>drivetrain</i> ^[15]	40
Tabel 5.1	Parameter yang digunakan saat simulasi yaitu momen inersia (J_F), koefisien redam torsional (c_F) dan konstanta pegas torsional (k_F)	56
Tabel 5.2	Parameter yang digunakan saat simulasi respon torsi redam pada sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> , menggunakan pasangan momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) dengan variasi frekuensi	58
Tabel 5.3	Nilai torsi redam maksimum (putaran CW) untuk momen inersia ($J_F = 0,1575-0,1425 \text{ kg.m}^2$) pada masing-masing koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$)	62
Tabel 5.4	Nilai torsi redam maksimum (putaran CW) untuk koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) pada masing-masing momen inersia ($J_F = 0,1575-0,1425 \text{ kg.m}^2$) dengan frekuensi paling kecil 2 Hz dan paling besar 8 Hz	66
Tabel 5.5	Nilai torsi redam dan koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) pada masing-masing <i>damping ratio</i> ($\zeta = 0,3;0,5;0,8$) dan konstan pegas torsional ($k_F =$	

	712-2136 N.m/rad) dengan momen inersia (J_F) 0,1575 kg.m ² dan frekuensi 2 Hz	69
Tabel 5.6	Parameter yang digunakan saat simulasi respon dinamis pada pasangan momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) dengan variasi masing-masing konstanta pegas torsional (k_F)	71
Tabel 5.7	Nilai <i>settling time</i> pada perpindahan, kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> terhadap masing-masing konstanta pegas torsional (k_F)	76
Tabel 5.8	Nilai maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem <i>Torsional Vibration Absorber</i> terhadap masing-masing konstanta pegas torsional (k_F)	79

DAFTAR SIMBOL

T_o	Torsi awal <i>engine</i>
T_D	Torsi Redam
J_F	Momen inersia <i>Torsional Vibration Absorber</i>
J_C	Momen inersia <i>clutch</i>
J_T	Momen inersia sistem transmisi
J_{CR}	Momen inersia <i>cardan shaft</i>
J_D	Momen inersia <i>differential transmission</i>
J_{WR}	Momen inersia roda kanan
J_{WL}	Momen inersia roda kiri
J_W	Ekuivalensi momen inersia roda
k_F	Konstanta Pegas Torsional <i>Torsional Vibration Absorber</i>
k_C	Konstanta pegas torsional <i>clutch</i>
k_T	Konstanta pegas torsional sistem transmisi
k_{CR}	Konstanta pegas torsional <i>cardan shaft</i>
k_D	Konstanta pegas torsional <i>differential transmission</i>
k_S	Konstanta pegas torsional <i>side shaft</i>
c_F	Koefisien redam torsional <i>Torsional Vibration Absorber</i>
c_C	Koefisien redam torsional <i>clutch</i>
c_T	Koefisien redam torsional sistem transmisi
c_{CR}	Koefisien redam torsional <i>cardan shaft</i>
c_D	Koefisien redam torsional <i>differential transmission</i>
c_S	Koefisien redam torsional <i>side shaft</i>
θ_0	Input awal perpindahan sudut
θ_F	Respon dinamis perpindahan sudut <i>Torsional Vibration Absorber</i>
$\dot{\theta}_F$	Respon dinamis kecepatan sudut <i>Torsional Vibration Absorber</i>



$\ddot{\theta}_F$	Respon dinamis percepatan sudut <i>Torsional Vibration Absorber</i>
θ_C	Respon dinamis perpindahan sudut <i>clutch</i>
$\dot{\theta}_C$	Respon dinamis kecepatan sudut <i>clutch</i>
$\ddot{\theta}_C$	Respon dinamis percepatan sudut <i>clutch</i>
θ_T	Respon dinamis perpindahan sudut sistem transmisi
$\dot{\theta}_T$	Respon dinamis kecepatan sudut sistem transmisi
$\ddot{\theta}_T$	Respon dinamis percepatan sudut sistem transmisi
θ_{CR}	Respon dinamis perpindahan sudut <i>cardan shaft</i>
$\dot{\theta}_{CR}$	Respon dinamis kecepatan sudut <i>cardan shaft</i>
$\ddot{\theta}_{CR}$	Respon dinamis percepatan sudut <i>cardan shaft</i>
θ_D	Respon dinamis perpindahan sudut <i>differential transmission</i>
$\dot{\theta}_D$	Respon dinamis kecepatan sudut <i>differential transmission</i>
$\ddot{\theta}_D$	Respon dinamis percepatan sudut <i>differential transmission</i>
θ_W	Respon dinamis perpindahan sudut roda
$\dot{\theta}_W$	Respon dinamis kecepatan sudut roda
$\ddot{\theta}_W$	Respon dinamis percepatan sudut roda

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan zaman selalu di iringi dengan perkembangan teknologi, hal ini akan mendorong manusia untuk menciptakan sesuatu yang bertujuan untuk memberikan keuntungan lebih yang sesuai dengan kebutuhan. Dunia otomotif pun sekarang semakin berkembang, seperti halnya pada kendaraan mobil. Dalam sistem kerja mobil banyak terdapat komponen-komponen yang berputar, salah satunya sistem penggerak *drivetrain*.

Drivetrain merupakan sekelompok komponen kendaraan yang berfungsi untuk menyalurkan dan merubah daya dari torsi mekanis yang dihasilkan mesin menjadi gaya dorong atau gaya traksi yang terjadi pada bidang kontak roda penggerak dan jalan.^[9] Pada sistem penggerak *drivetrain* dihasilkan getaran torsional. Geteran tersebut dapat disebabkan antara lain karena putaran poros saat pengoperasian kendaraan, misalnya pada saat percepatan dan pengereman. Dan getaran tersebut juga mengakibatkan kebisingan serta kerusakan lebih cepat pada komponen tersebut. Maka dari itu dibutuhkan *Torsional Vibration Absorber* sebagai peredam pada sistem.

Torsional Vibration Absorber adalah piringan dengan pegas yang dapat meredam perubahan kecepatan yang drastis dengan memanfaatkan momen inersia dan koefisien redam torsional sehingga putaran poros menjadi lebih halus. *Torsional Vibration Absorber* digunakan untuk membuat torsi yang dihasilkan oleh *engine* lebih stabil. *Torsional Vibration Absorber* tidak menjaga kecepatan konstan, namun hanya mengurangi fluktuasi kecepatan. Dengan kata lain, *Torsional Vibration Absorber* hanya mengontrol variasi kecepatan yang disebabkan oleh fluktuasi saat poros berputar dan tidak dapat mengendalikan variasi kecepatan yang disebabkan oleh beban yang bervariasi. Ukuran dari *Torsional Vibration Absorber* berbeda-beda tergantung dari besarnya momen inersia yang diinginkan. Parameter-parameter

yang terdapat pada *Torsional Vibration Absorber* seperti momen inersia, konstanta pegas torsional dan koefisien redam torsional mempengaruhi torsi redam dan respon dinamis yang terjadi terhadap sistem penggerak *drivetrain*.

Dari uraian diatas penggunaan *Torsional Vibration Absorber* penting agar kondisi komponen yang berputar lebih stabil dan mencegah kerusakan komponen lebih cepat. Oleh karena itu, diperlukan analisa perubahan parameter pada sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap torsi redam dan respon dinamis lebih lanjut dengan menambahkan pada sistem penggerak *drivetrain* sebagai peredam getaran torsional pada mobil dengan kapasitas *engine* 1200 cc yang dapat dijadikan pertimbangan untuk melakukan pengembangan pada *flywheel* atau *Torsional Vibration Absorber*.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh perubahan momen inersia, koefisien redam torsional dan frekuensi pada *Torsional Vibration Absorber* terhadap torsi redam?
2. Bagaimana respon dinamis dari sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* dengan variasi konstanta pegas torsional pada mobil dengan kapasitas *engine* 1200 cc?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Memodelkan dan menganalisa pengaruh perubahan momen inersia, koefisien redam torsional dan frekuensi pada *Torsional Vibration Absorber* terhadap torsi redam.
2. Memodelkan dan menganalisa pengaruh penambahan *Torsional Vibration Absorber* terhadap respon dinamis dari sistem penggerak *drivetrain* dengan variasi konstanta pegas torsional pada mobil dengan kapasitas *engine* 1200 cc.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan selama penyelesaian tugas akhir ini adalah :

1. Analisa dibatasi oleh beban *impulsive*.
2. Parameter yang digunakan dalam simulasi didapat dari jurnal.
3. Tipe *engine* yang digunakan adalah *engine* dengan kapasitas 1200 cc

1.5 Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Memberikan informasi pengaruh perubahan momen inersia, koefisien redam torsional dan frekuensi pada sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap torsi redam.
2. Memberikan informasi mengenai pengaruh penambahan *Torsional Vibration Absorber* terhadap respon dinamis dari sistem penggerak *drivetrain* dengan variasi konstanta pegas torsional pada mobil dengan kapasitas *engine* 1200 cc.



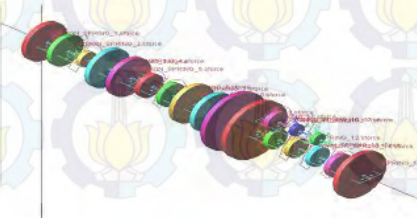
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

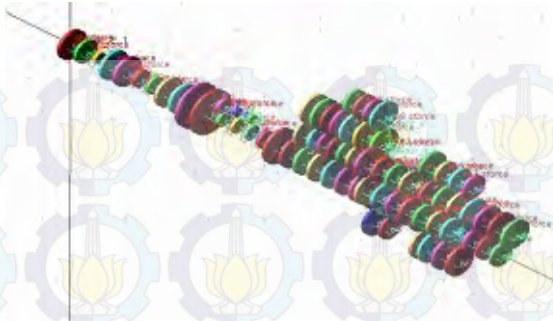
2.1 Desain dan Simulasi Sistem *Dual Mass Flywheel* sebagai *Torsional Vibration Absorber*

Penelitian tentang desain dan simulasi dari *Dual Mass Flywheel* pernah dilakukan oleh Demin Chen dan rekan-rekannya pada tahun 2012 dengan judul *Design and Simulation Study of a New Type of Dual Mass Flywheel*. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh *Dual Mass Flywheel* terhadap getaran torsional pada sistem transmisi. Suatu kendaraan berat diambil sebagai bahan penelitian ini.^[10] Model dinamis dalam sistem transmisi dibuat sesuai kondisi siaga dan kondisi berkendara sesuai dengan ADAMS. Parameter utama yang digunakan adalah hasil yang paling baik dari simulasi dan optimasi. Dan pada DMF, pegas yang bergetar akan meredam getaran yang terjadi melalui massa peredam yang ada. Efek dari redaman yang dirancang ini dipelajari melalui simulasi pada penelitian ini.^[16]

Analisis dari parameter desain utama dari DMF yaitu rasio momen inersia *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua, konstanta pegas torsional dan koefisien redam torsional dapat dilihat dari model dinamis transmisi pada gambar 2.1 dan 2.2 dibawah ini, yang sesuai dengan parameter kendaraan yang diamati. Model dinamis sistem transmisi pada kondisi siaga dan kondisi berkendara dapat dibentuk oleh ADAMS seperti gambar 2.1 dan 2.2. Kondisi siaga disini adalah kondisi kendaraan dari mesin belum menyala dengan kecepatan nol kemudian mobil dinyalakan pertama kali.



Gambar 2.1 Model dinamis pada kondisi siaga



Gambar 2.2 Model dinamis pada kondisi berkendara

Dalam model dinamis J_{10} dan J_{11} mewakili momen inersia *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua. Sedangkan J_{11}/J_{10} adalah rasio momen inersia dari *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua. Untuk k adalah konstanta pegas torsional dan c adalah koefisien redam torsional. Dan variasi untuk parameter tersebut dapat dilihat pada tabel 2.1 dibawah ini.

Tabel 2.1 Variasi parameter

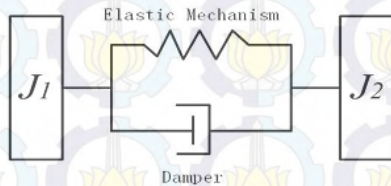
Parameters	J_{11}/J_{10}	$K/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{rad}^{-1})$	$c/(\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{deg}^{-1})$
Numeric area	0.024~2.0	7800~78700	0.03~0.1

Karena pada kondisi siaga adalah kondisi dimana mesin paling kompleks dan perubahan kecepatan sudut dari sistem transmisi lebih besar daripada kondisi berkendara, maka model dinamis pada kondisi siaga dipilih untuk mengoptimalkan parameter dari desain DMF.^[19]

Dari penjelasan diatas desain akhir dari DMF adalah memiliki 4 pegas kombinasi yang didistribusikan pada dua sisi disk peredam. Massa inersia dari *flywheel* pertama adalah $1,7287 \text{ kgm}^2$, Massa inersia dari *flywheel* kedua adalah $1,058 \text{ kgm}^2$ dan pegas torsional adalah $7893,6 \text{ Nm/rad}$. Bentuk fisik dari *Dual Mass Flywheel* (DMF) adalah seperti gambar 2.3 dibawah ini. Dan model matematis sesuai gambar 2.4.^[3]

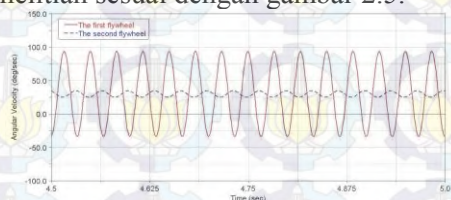


Gambar 2.3 Bentuk fisik dari DMF dan mekanisme pegasnya

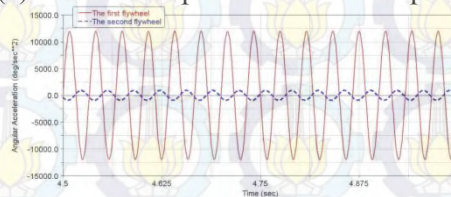


Gambar 2.4 Model matematis dari DMF

Dalam penelitian ini, analisa efek redaman diambil dari kecepatan sudut dan percepatan sudut dari *flywheel* kedua sebagai bahan pertimbangan untuk mengevaluasi osilasi torsi yang terjadi. Efek redaman dalam kondisi siaga menggunakan torsi output 580 Nm dan kecepatan putar 600 rpm. Simulasi dilakukan pada 5 detik. Simulasi yang dilakukan harus pada kondisi stabil. Dan hasil dari penelitian sesuai dengan gambar 2.5.



(a) Grafik kecepatan sudut terhadap waktu

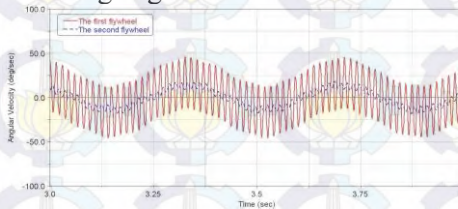


(b) Grafik percepatan sudut terhadap waktu

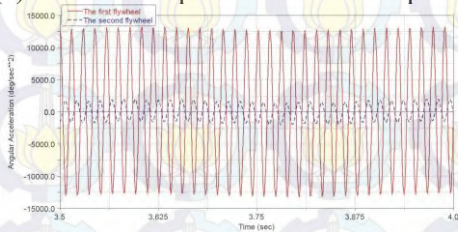
Gambar 2.5 Hasil simulasi dari DMF pada kondisi siaga

Dilihat dari gambar 2.5 bahwa kecepatan sudut maksimum dari *flywheel* kedua adalah 7,94% *flywheel* pertama dan percepatan sudut maksimum dari *flywheel* kedua adalah 7,66% dari *flywheel* pertama. Jadi efek redaman pada DMF sangat jelas.

Sedangkan Efek redaman pada kondisi berkendara menggunakan torsi output setara dengan 2040 Nm dan kecepatan putar setara dengan 1300 rpm. Simulasi dilakukan pada 4 detik. Simulasi yang dilakukan harus pada kondisi stabil. Dan hasil dari penelitian sesuai dengan gambar 2.6.



(a) Grafik kecepatan sudut terhadap waktu



(b) Grafik percepatan sudut terhadap waktu

Gambar 2.6 Hasil simulasi dari DMF pada kondisi mengemudi

Dilihat dari gambar 2.6 bahwa kecepatan sudut maksimum dari *flywheel* kedua adalah 40,22% *flywheel* pertama dan percepatan sudut maksimum dari *flywheel* kedua adalah 15,17% dari *flywheel* pertama. Jadi efek peredam getaran pada DMF sangat jelas.

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa pada teori optimasi dan desain DMF dari parameter yang ada pada kendaraan yang analisa, adalah :

1. Wilayah *logical numeric* dari rasio massa inersia dari *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua harus berkisar pada 0,5 – 1,0.
2. Kecepatan sudut maksimum dari *flywheel* kedua sebanding dengan meningkatnya redaman. Sehingga redaman harus dipilih pada nilai minimum didaerah numerik.
3. Kecepatan sudut maksimum dari *flywheel* kedua sebanding dengan *flywheel* pertama kemudian menurun bersamaan dengan peningkatan pegas torsional.
4. Pengaruh efek redaman dari DMF sangat jelas.

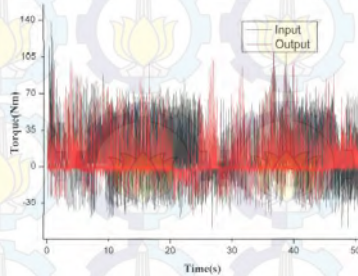
2.2 Pengujian Getaran Torsional pada *Dual Mass Flywheel*

Penelitian ini dimuat dengan judul *Experimental Study on Torsional Vibration of Dual Mass Flywheel* oleh Jinhao Xu dan rekan-rekannya pada tahun 2012. Penelitian ini dirancang untuk digunakan dalam pengujian daya transmisi dan pengujian revolusi torsi. DMF dari sistem transmisi yang digunakan pada penelitian ini adalah DTC DQ250. DMF ini digunakan untuk menguji efek redaman.^[20] Pada penelitian ini kondisi mobil yang dianalisa adalah pada kondisi siaga, kondisi berkendara dan kondisi menanjak. Semua kondisi tersebut akan disimulasikan. Hasil penelitian ini menunjukkan perbedaan revolusi putaran mesin dan beban serta perbedaan efek redaman dari DMF. Dengan putaran mesin yang tinggi dan beban yang meningkat akan membuat redaman pada DMF bekerja lebih keras. Rancangan dari penelitian ini dapat dilihat sesuai gambar 2.7 dibawah ini.^[18]



Gambar 2.7 Rancangan alat dari penelitian

Hasil penelitian pada kondisi siaga ditunjukkan pada kurva torsi *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua dibawah beban nol, seperti gambar 2.8.



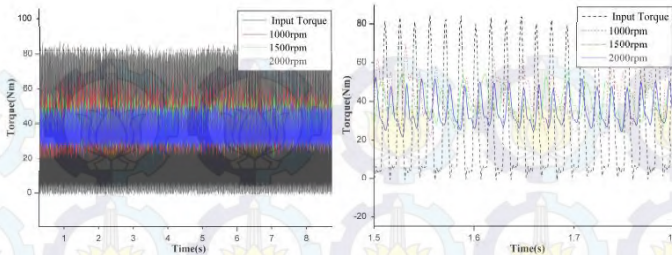
Gambar 2.8 Hasil simulasi pada kondisi siaga

Sedangkan pada tabel 2.2 menunjukkan perhitungan dari data penelitian untuk kondisi diatas. Dilihat dari tabel 2.2 getaran torsional lebih intens pada kondisi ini, karena DMF terhubung langsung pada dinamometer listrik. Ketika dinamometer listrik tidak mencukupi, tidak ada inersia yang terhubung ke *flywheel* kedua. Sehingga total inersia dari *flywheel* kedua sedikit, dan efek redaman lebih sedikit. Hal ini juga dapat dilihat bahwa getaran torsional dari sistem transmisi lebih intens dalam kondisi siaga. Sehingga untuk desain DMF, kekakuan rendah lebih cocok untuk kondisi ini.

Tabel 2.2 Hasil perhitungan pada kondisi siaga

	T _{Max} (Nm)	T _{Min} (Nm)	Amplitude (Nm)	Damping effect
Input	137.69	-59.70	98.70	18.45%
Output	113.91	-47.06	80.49	

Untuk hasil penelitian pada kondisi berkendara, kurva torsi dan peta perbesaran *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua dengan kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm serta beban konstan 40 Nm ditunjukkan pada gambar 2.9.



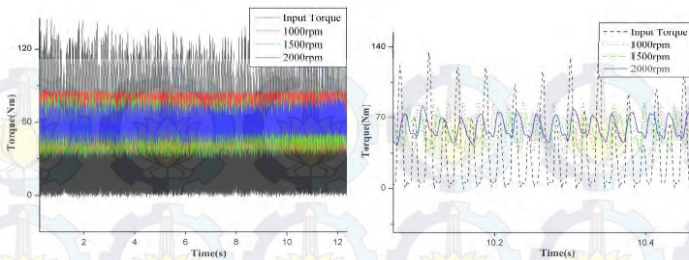
Gambar 2.9 Kurva torsi dan peta perbesaran kondisi berkendara (beban 40 Nm, kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm)

Dapat dilihat ketika kecepatan 1000 rpm, percepatan sudut dari amplitude *flywheel* kedua posisi akan maksimum, kecepatan 1500 rpm akan pada posisi kedua dan kecepatan 2000 rpm posisi akan minimum. Sedangkan pada tabel 2.3 menunjukkan perhitungan data penelitian untuk kondisi pada gambar 2.9. Dapat dilihat pada tabel, ketika beban konstan 40 Nm dengan kecepatan meningkat dari 1000 rpm ke 2000 rpm, efek redaman dari DMF 2320 *mechatronics* dan *intelligent materials II* meningkat dari 40,29% ke 64,06%. Efek redaman akan lebih baik dan getaran torsional dari *flywheel* kedua berkurang. Hal ini menunjukkan bahwa pada kondisi beban tertentu, semakin tinggi kecepatan maka semakin baik efek redaman dari DMF dan kenyamanan kendaraan semakin meningkat.

Tabel 2.3 Hasil perhitungan pada kondisi berkendara

	Speed(rpm)	$T_{Max}(Nm)$	$T_{Min}(Nm)$	Amplitude (Nm)	Damping effect
Input		90.12	-1.50	45.81	
Output	1000	71.88	17.17	27.36	40.29%
	1500	59.24	21.66	18.79	58.98%
	2000	53.76	20.83	16.47	64.06%

Kurva torsi dan peta perbesaran *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua dengan kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm serta beban konstan 60 Nm ditunjukkan pada gambar 2.10.



Gambar 2.10 Kurva torsi dan peta perbesaran kondisi berkendara (beban 60 Nm, kecepatan 1000 rpm, 1500 rpm dan 2000 rpm)

Sedangkan pada tabel 2.4 menunjukkan perhitungan data penelitian untuk kondisi pada gambar 2.10. Dapat dilihat pada tabel ketika beban konstan 60 Nm, dengan kecepatan meningkat dari 1000 rpm ke 2000 rpm, efek redaman dari DMF menjadi lebih baik. Hasil penelitiannya sama dengan hasil penelitian pada beban konstan 40 Nm.

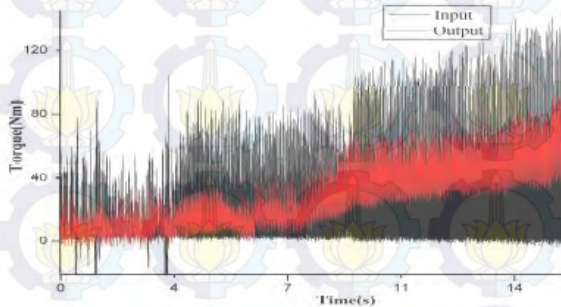
Tabel 2.4 Hasil perhitungan pada kondisi berkendara

	Speed (rpm)	T _{Max} (Nm)	T _{Min} (Nm)	Amplitude (Nm)	Damping effect
Input		135.03	-4.50	69.77	
Output	1000	87.04	31.16	28.44	59.23%
	1500	85.20	34.22	25.49	62.50%
	2000	82.21	38.15	22.03	68.75%

Dalam kondisi berkendara, pada efek redaman yang berbeda dengan beban yang sama, dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi kecepatan semakin baik efek redaman. Sedangkan pada efek redaman yang berbeda dengan kecepatan yang sama, dapat disimpulkan bahwa semakin tinggi beban semakin baik efek redaman. Sehingga pada kondisi berkendara, ketika kecepatan tinggi dan beban tinggi menyebabkan efek redaman menjadi lebih baik.

Sedangkan hasil penelitian pada kondisi menanjak, ketika kecepatan 1000 rpm dan beban meningkat dari 0 sampai 65 Nm,

kurva pengujian dari getaran torsional dapat dilihat pada gambar 2.13. Waktu percobaan dibagi menjadi empat yaitu, 0 – 4 sekon, 4 – 8 sekon, 8 – 12 sekon, dan 12 – 16 sekon. Kemudian rata-rata efek redaman setiap bagian akan dihitung. Seperti ditunjukkan pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 Hasil simulasi pada kondisi menanjak

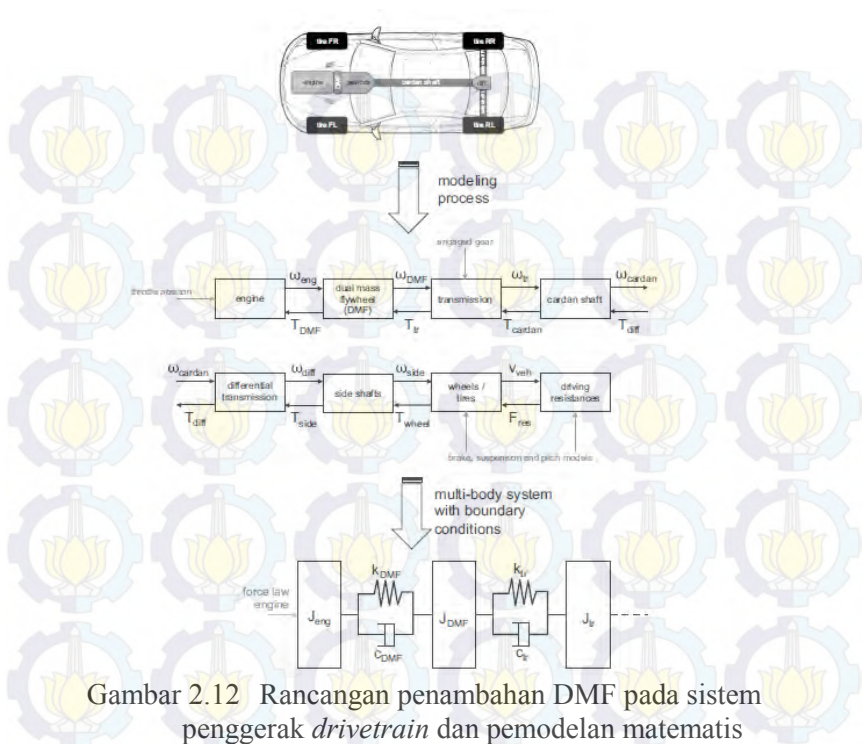
Dari tabel 2.5 dapat dilihat bahwa pada kondisi menanjak dengan beban meningkat, efek redaman dari DMF akan lebih baik, hasilnya adalah sama dengan hasil penelitian pada kondisi berkendara.

Tabel 2.5 Hasil perhitungan dengan kecepatan 1000 rpm

time(s)	0-4	4-8	8-12	12-16
The average damping effect	39.72%	48.37%	58.44%	66.58%

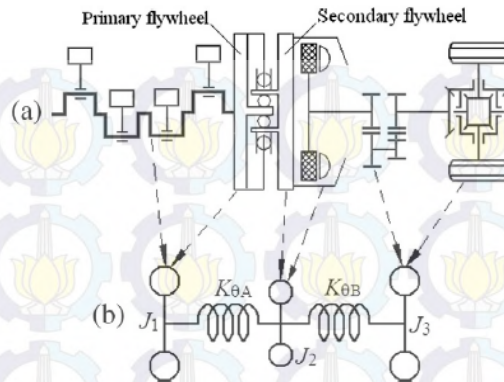
2.3 Desain *Dual Mass Flywheel* pada Sistem Penggerak *Drivetrain*

Pada penelitian oleh S. Foulard dan kawan-kawan tahun 2015 dengan judul *Automotive Drivetrain Model for Transmission Damage Prediction* dibahas mengenai pemasangan *Dual Mass Flywheel* pada sistem penggerak *drivetrain*. Dapat dilihat pada gambar 2.12 dibawah ini rancangan penambahan DMF pada sistem penggerak *drivetrain* dan pemodelan matematisnya.^[17,18]



Gambar 2.12 Rancangan penambahan DMF pada sistem penggerak *drivetrain* dan pemodelan matematis

Sedangkan dari jurnal lain tentang *Design and Analysis of A Dual Mass Flywheel with Continuously Variable Stiffness based on Compensation Principle* oleh Li Quan Song dan rekan-rekannya tahun 2014, ditunjukkan model fisik dan model matematis dari *Dual Mass Flywheel* yang terhubung dengan sistem transmisi. Seperti ditunjukkan pada gambar 2.13. Dengan J_1 adalah total massa inersia dari *engine crankshaft* dan *flywheel* pertama sebesar $0,15 \text{ kg.m}^2$, J_2 adalah total massa inersia dari *flywheel* kedua dan *clutch* sebesar $0,055 \text{ kg.m}^2$, sedangkan J_3 adalah total massa inersia dari sistem transmisi sebesar $2,34 \text{ kg.m}^2$. Dan untuk $k_{\theta A}$ adalah pegas torsional dari DMF, sedangkan $k_{\theta B}$ adalah ekuivalensi pegas torsional dari dari sistem transmisi sebesar $32988,5 \text{ N.m/rad}$.^[11]



Gambar 2.13 (a) Model fisik DMF yang terhubung dengan sistem transmisi (b) Model matematis DMF yang terhubung dengan sistem transmisi

Dari gambar 2.13 diatas didapatkan persamaan gerak seperti terlihat pada persamaan 2.1, 2.2, dan 2.3, yaitu :

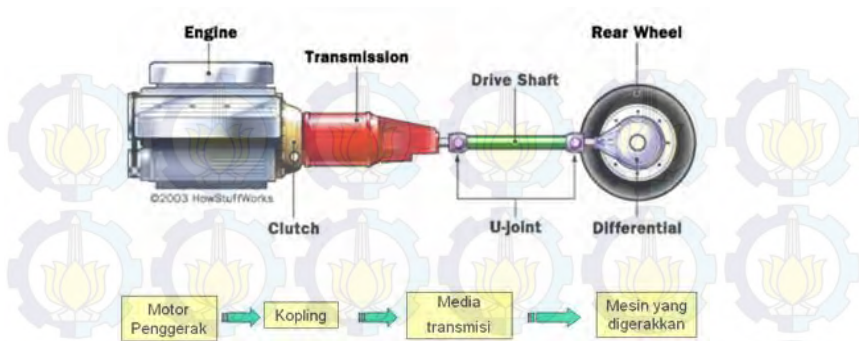
$$J_1 \ddot{\theta}_A + K_{\theta A}(\theta_A - \theta_B) = 0 \quad (2.1)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_B - K_{\theta A}(\theta_A - \theta_B) + K_{\theta B}(\theta_B - \theta_C) = 0 \quad (2.2)$$

$$J_3 \ddot{\theta}_C + K_{\theta B}(\theta_C - \theta_B) = 0 \quad (2.3)$$

2.4 Pengertian Sistem Penggerak Drivetrain

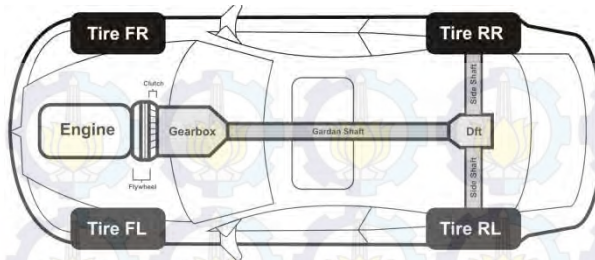
Drivetrain disebut juga sebagai penyalur daya. Komponen penyalur daya adalah sekelompok komponen kendaraan yang berfungsi untuk menyalurkan dan merubah daya dari torsi mekanis yang dihasilkan mesin menjadi gaya dorong atau gaya traksi yang terjadi pada bidang kontak roda penggerak dan jalan. Untuk merubah dan menyalurkan daya dan torsi tersebut, umumnya komponen penyalur daya pada kendaraan terdiri dari : kopling (*clutch*), transmisi(*transmission*), poros-propeller, gardan, poros penggerak (*drive shaft*), dan roda penggerak (*rear wheel*), seperti pada gambar 2.14.



Gambar 2.14 Penyalur daya dari mesin sampai ke roda penggerak^[9]

Kopling atau *clutch* dibutuhkan untuk menghubungkan atau melepas hubungan mesin dan transmisi dalam rangka merubah rasio gigi transmisi. Transmisi atau transmission berfungsi untuk menyalurkan dan merubah torsi mesin sedemikian rupa untuk dapat menghasilkan gaya dorong sesuai dengan kebutuhan kendaraan. Poros-propeller adalah poros yang menghubungkan poros keluar transmisi dengan gardan yang ada pada poros penggerak. Gardan yang ada pada poros penggerak berfungsi untuk dua hal yaitu : pertama untuk memungkinkan terjadinya perbedaan putaran antara roda penggerak kiri dan kanan pada saat berbelok, dan yang kedua adalah untuk meningkatkan torsi yang terjadi pada poros penggerak karena adanya rasio gardan. Rasio gardan adalah perbandingan putaran poros-propeller yang masuk gardan dengan putaran poros penggerak sebagai keluaran gardan. Makin besar torsi yang dihasilkan pada poros penggerak akan dapat menghasilkan gaya dorong yang makin besar pula.^[9]

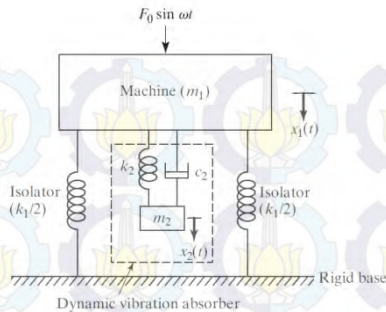
Pada beberapa mobil dalam komponen pemindah daya terdapat juga *flywheel*. *Flywheel* tersebut terletak diantara *clutch* dan *transmission*. *Flywheel* berfungsi untuk meredam getaran torsional yang terjadi akibat putaran poros. Seperti terlihat pada gambar 2.15 dibawah ini.^[15]



Gambar 2.15 Posisi *dual mass flywheel* pada sistem penggerak drivetrain^[15]

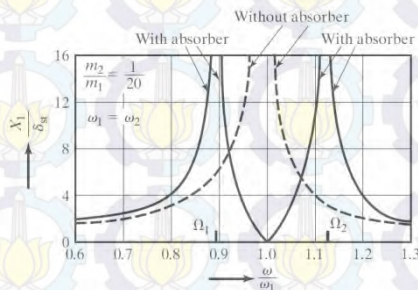
2.5 Dynamic Vibration Absorber

Dynamic Vibration Absorber adalah sistem penyerap getaran yang tidak diinginkan yang terjadi pada sebuah sistem. *Dynamic Vibration Absorber* ini menggunakan massa yang gerakannya relatif terhadap sistem untuk meredam getaran yang tidak diinginkan.^[13] Mesin-mesin yang berputar seperti motor dan pompa sering mengalami getaran karena ketidakseimbangan putaran. Getaran yang dihasilkan disini berupa getaran transali dengan gaya eksitasi horizontal ataupun vertikal maupun getaran torsional dengan momen eksitasi putaran CW atau CCW. *Dynamic Absorber* ini dapat digunakan untuk melawan gaya dari ketidakseimbangan putaran itu sehingga dapat mengurangi efek dari getaran yang dihasilkan. Hal ini juga dapat mengurangi kemungkinan terjadinya resonansi pada sistem yang dapat mengakibatkan kerusakan fatal pada sistem. Kelebihan dari tipe *absorber* ini adalah dapat dipasang tanpa mengubah struktur utama dari sistem yang akan diredam. Dengan pemasangan yang tepat, *Dynamic Absorber* ini dapat mengurangi getaran yang tidak diinginkan sehingga dapat menambah umur dari sistem atau menghindari kerusakan sistem. *Dynamic Absorber* tidak membutuhkan peredam untuk dapat berfungsi dengan baik. Namun dengan tambahan peredam, *Dynamic Absorber* dapat bekerja dengan rentang frekuensi yang lebih besar sehingga dapat bekerja lebih efektif. Sistem dari *Dynamic Vibration Absorber* ini dapat dilihat sesuai dengan gambar 2.16 dibawah ini.



Gambar 2.16 Contoh *Dynamic Vibration Absorber*

Dynamic Vibration Absorber biasanya digunakan untuk menetralkan resonansi yang terjadi pada sebuah sistem yang terjadi karena frekuensi dari sistem sama dengan frekuensi gaya eksitasi yang diberikan. Namun karena adanya *Dynamic Vibration Absorber*, sistem itu sendiri justru akan memiliki dua buah frekuensi natural. Frekuensi natural yang pertama akan lebih kecil dari frekuensi natural sistem sebelum diberi *Dynamic Vibration Absorber* sehingga menyebabkan jika sistem tersebut baru dinyalakan dari nol maka sebelum mencapai frekuensi operasi, sistem akan mengalami resonansi yang berakibat besarnya getaran yang terjadi pada sistem seperti pada gambar 2.17.

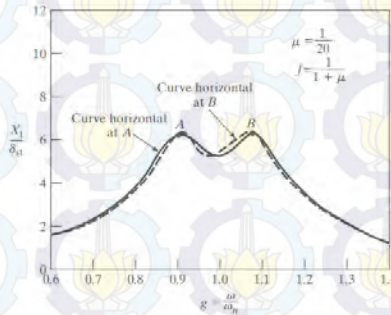


Gambar 2.17 Grafik dari *Dynamic Vibration Absorber* tanpa peredam

Hal ini dapat ditanggulangi dengan menggunakan peredam yang dipasang pada *Dynamic Vibration Absorber*. Penggunaan peredam yang tepat akan membuat sistem bekerja dengan baik. Pada gambar 2.18 ditunjukkan bahwa pemasangan *Dynamic Vibration Absorber* yang tepat atau *tuned vibration absorber* dapat membuat sistem melewati titik A dan B yang awalnya adalah titik resonansi dari sistem tanpa mengalami resonansi.

Beberapa poin yang harus diperhatikan saat mendesain *Dynamic Vibration Absorber* adalah sebagai berikut:

1. Amplitudo dari *Dynamic Vibration Absorber* (X_2) akan lebih besar dari amplitudo massa sistem utama
2. Aplikasi dari penggunaan *Dynamic Vibration Absorber* kebanyakan adalah tanpa peredam, karena peredam menyebabkan amplitudo dari massa utama tidak nol. Peredam hanya digunakan bila frekuensi kerja dari *Dynamic Vibration Absorber* sangat rapat.



Gambar 2.18 Grafik dari *tuned vibration absorber*

2.6 Flywheel sebagai *Torsional Vibration Absorber*

Seperti yang dijelaskan pada sistem *Dynamic Vibration Absorber*, *Torsional Vibration Absorber* juga merupakan sistem peredam dengan penambahan massa dan pegas peredam. Bedanya hanya pada jenis getaran yang diredam. Getaran torsional dan kebisingan yang dihasilkan dari sistem transmisi kendaraan merupakan faktor utama yang mempengaruhi kinerja kendaraan.

Flywheel berfungsi sebagai peredam getaran torsional atau *Torsional Vibration Absorber*. Geteran tersebut dapat disebabkan antara lain karena putaran poros saat pengoperasian kendaraan, misalnya pada saat percepatan dan pengereman.

Torsional Vibration Absorber adalah piringan dengan pegas yang dapat meredam perubahan kecepatan yang drastis dengan memanfaatkan momem inersia dan kekakuan pegas sehingga putaran poros menjadi lebih halus. *Torsional Vibration Absorber* digunakan untuk membuat torsi yang dihasilkan oleh *engine* lebih stabil. *Torsional Vibration Absorber* tidak menjaga kecepatan konstan, namun hanya mengurangi fluktuasi kecepatan. Dengan kata lain, *Torsional Vibration Absorber* hanya mengontrol variasi kecepatan yang disebabkan oleh fluktuasi saat poros berputar dan tidak dapat mengendalikan variasi kecepatan yang disebabkan oleh beban yang bervariasi.

Ukuran dari *Torsional Vibration Absorber* berbeda-beda tergantung dari besarnya momen inersia yang diinginkan. Biasanya variasi yang diberikan pada *Torsional Vibration Absorber* adalah momen inersia dan konstanta pegas torsional. Hal ini dikarena rasio dari frekuensi natural sebelum dan setelah adanya sistem. Dan juga momen inersia dapat divariasikan dengan menambah atau mengurangi massa dan juga jari-jari. Sedangkan untuk konstanta pegas torsional dapat divariasikan dengan jenis material, kekakuan dan jumlah lilitan. Sistem *Torsional Vibration Absorber* dapat dilihat seperti pada gambar 2.19. *Flywheel* sendiri dibedakan menjadi 2 jenis yaitu :

a. *Single mass flywheel*

Single mass flywheel terdiri dari momen inersia yang dipasang dengan *crankshaft* yang menyatu dengan *engine*, kemudian pegas (*arc spring*) dan terakhir cover yang menutup *flywheel* sekaligus menempel dengan *clutch*. Seperti pada gambar 2.19 dibawah ini.



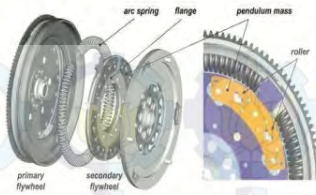
Gambar 2.19 Komponen dari *single mass flywheel*

b. *Dual mass flywheel*

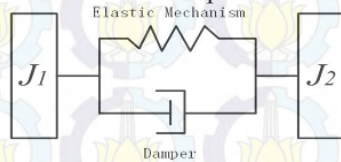
Dalam desain kendaraan sekarang ini, peredam torsional atau rotasional digunakan untuk mengurangi atau mengisolasi getaran torsional atau rotasional yang terjadi pada sistem transmisi atau sistem penggerak *drivetrain*. Dan pada tahun 1980 muncul peredam torsional yaitu *Dual Mass Flywheel* (DMF). DMF adalah seperangkat pengurang getaran torsional yang efisien dan secara luas digunakan dalam berbagai jenis mobil dan kendaraan komersial diluar negeri, terutama untuk model berbahan bakar diesel.^[1]

Komponen pada DMF dapat ditunjukkan pada gambar 2.20 dibawah ini, secara umum DMF terdiri dari 3 bagian *flywheel* pertama, *arc spring* dan *flywheel* kedua. *Flywheel* pertama terhubung dengan *crankshaft* yang menghubungkan *engine*, *flywheel* kedua terhubung dengan *clutch*. *Flywheel* pertama dan *flywheel* kedua terhubung satu dengan yang lain oleh peredam getaran torsional yaitu *arc spring*.

Prinsip kerja dari DMF dapat dinyatakan menjadi dua aspek. Aspek yang pertama, dilihat dari desain rasio rotasi *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua sangatlah besar, sehingga harus dipilih sesuai kebutuhan. Aspek yang lain, jari-jari pegas yang besar dan kekakuan pegas yang sangat rendah dapat digunakan untuk mencapai sudut torsi yang lebih besar. Sehingga dapat meningkatkan peforma sistem transmisi, meredam getaran torsional, mengurangi kebisingan dan meningkatkan kenyamanan kendaraan.



Gambar 2.20 Komponen dari DMF



Gambar 2.21 Model matematis dari DMF

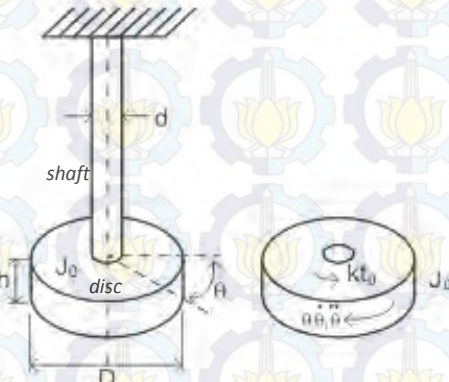
Sesuai dengan analisa gambar 2.20 model matematis DMF dapat dilihat pada gambar 2.21. Pada gambar tersebut, J_1 dan J_2 merupakan momen inersia dari *flywheel* pertama dan *flywheel* kedua dari DMF. Pemasangan DMF ini akan membantu mengurangi getaran torsional dari *engine* dan meningkatkan kerja sistem transmisi.^[11]

2.7 Sistem Getaran Torsional

Getaran torsional merupakan hasil gerak dari bodi kaku (*rigid*) yang berosilasi terhadap acuan spesifik. Perpindahan bodi diukur dalam istilah koordinat sudut. Momen yang dipulihkan dalam masalah getaran torsional yang dipulihkan dapat terjadi karena torsi jumlah elastik atau momen yang tidak seimbang dari gaya atau pasangannya. Seperti pada gambar 2.22 menunjukkan *disc* yang memiliki momen massa polar inersia J_0 yang terpasang pada ujung poros (*shaft*) putar *solid*, dan ujung yang lain tetap. Perputaran sudut dari *disc* pada sumbu poros θ . θ juga menerangkan sudut poros.

Untuk basik variabel dinamis sendiri terdapat perpindahan sudut atau *angular displacement* yaitu θ , kecepatan sudut atau *angular velocity* yaitu $\dot{\theta}$ atau ω , percepatan sudut atau *angular*

acceleration yaitu $\ddot{\theta}$ atau $\dot{\omega}$ atau α , Torsi yaitu T dan Power yaitu P . Sedangkan untuk parameter atau konstanta adalah J adalah momen inersia polar, k_t adalah konstanta pegas torsional dan c_t adalah koefisien redaman torsional.



Gambar 2.22 Getaran torsional pada *disc*

Persamaan gerak dari gambar 2.22 diatas terhadap sumbunya dapat diturunkan menggunakan hukum II Newton. Selain itu juga dapat menggunakan cara lain. Dengan mempertimbangkan benda bebas dari *disc* penurunan persamaan dengan menggunakan hukum II Newton yaitu :

$$J_0 \ddot{\theta} + k_t \theta = 0 \cdot J_i \theta_i = \sum_j M_{ij} \text{ untuk massa } i \dots \dots \dots (2.4)$$

Dimana $\sum_j M_{ij}$ adalah jumlah dari momen dari semua gaya yang bekerja pada *rigid body* pada massa inersia ke- i (J_i). Jadi untuk getaran bebas tanpa momen gaya,

$$J_0 \ddot{\theta} + k_t \theta = 0 \dots \dots \dots (2.5)$$

Sedangkan ketika ada momen gaya yang bekerja persamaan menjadi,

$$J_0 \ddot{\theta} + k_t \theta = 0 \cdot \sum_j M_{ij} \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana J_0 adalah momen inersia polar, θ adalah perpindahan sudut, k_t adalah konstanta pegas torsional dan M_t adalah momen eksitasi.

Sedangkan dalam beberapa kasus terdapat getaran torsional dengan menggunakan model redaman *viscous damping*. Penurunan persamaan gerak dengan menggunakan hukum II Newton adalah

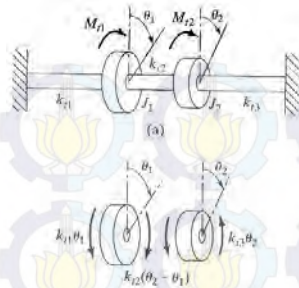
$$J_0 \ddot{\theta} + c_t \dot{\theta} + k_t \theta = 0 \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana J_0 adalah momen inersia polar, θ adalah perpindahan sudut, k_t adalah konstanta pegas torsional dan c_t adalah koefisien redaman torsional.^[13]

2.8 Sistem Getaran Multi Derajat Kebebasan (m-DOF)

Derajat kebebasan adalah jumlah minimum dari koordinat independen yang diperlukan untuk menentukan posisi dari semua bagian sistem yang dianalisa pada sebarang waktu. Sistem getaran mesin dengan multi derajat kebebasan (MDOF) adalah sistem yang digunakan untuk menentukan kedudukan massa dalam ruang yang membutuhkan banyak (n) arah koordinat bebas. Sistem getaran tersebut dapat digambarkan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.24 berikut ini.

Seperti halnya 2 DOF, dalam sistem momen inersia dan pegas seperti terlihat pada gambar 2.23, bila gerakan momen inersia J_1 dan J_2 secara vertikal dibatasi paling sedikit dibutuhkan satu koordinat $\theta(t)$ untuk menentukan kedudukan momen inersia pada berbagai waktu. Berarti sistem membutuhkan dua buah koordinat yang bersama-sama menentukan kedudukan momen inersia, yaitu momen inersia satu (J_1) pada sudut tertentu (θ_1) dan kedudukan momen inersia dua (J_2) pada sudut tertentu (θ_2). Sistem yang seperti ini dinamakan sistem dua derajat kebebasan (2 DOF). Dan ada beberapa kasus dimana model diberi momen eksitasi.^[7]



Gambar 2.23 Sistem getaran torsional 2 DOF

Dari gambar 2.23 diatas didapat persamaan gerak seperti dibawah ini :

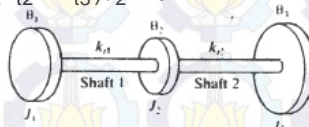
$$J_1 \ddot{\theta}_1 + (k_{t1} + k_{t2})\theta_1 - k_{t2}\theta_2 = M_{t1} \dots\dots\dots (2.8)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - k_{t2}\theta_1 + (k_{t2} + k_{t3})\theta_2 = M_{t2} \dots\dots\dots (2.9)$$

Dan untuk getaran bebas, persamaan gerak menjadi :

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + (k_{t1} + k_{t2})\theta_1 - k_{t2}\theta_2 = 0 \dots\dots\dots (2.10)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - k_{t2}\theta_1 + (k_{t2} + k_{t3})\theta_2 = 0 \dots\dots\dots (2.11)$$

Gambar 2.24 Contoh sistem getaran torsional multi derajat kebebasan^[8]

Dari gambar 2.24 salah satu contoh multi derajat kebebasan (MDOF) karena terdapat lebih dari satu model sistem momen inersia dan pegas, dengan menggunakan hukum II Newton didapatkan persamaan seperti dibawah ini :

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + k_{12}(\theta_1 - \theta_2) = 0 \dots\dots\dots (2.12)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 + k_{12}(\theta_2 - \theta_1) + k_{23}(\theta_2 - \theta_3) = 0 \dots\dots\dots (2.13)$$

$$J_3 \ddot{\theta}_3 + k_{23}(\theta_3 - \theta_2) = 0 \dots\dots\dots (2.14)$$

Sesuai dengan gambar 2.23 dan gambar 2.24 serta persamaan gerak yang didapat, penyelesaian permasalahan mengenai sistem multi DOF dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

1. Mengatur koordinat untuk mendeskripsikan posisi dari berbagai massa dan *rigid body* yang ada pada sistem.
2. Menentukan konfigurasi kesetimbangan statis dari sistem.
3. Menggambar *free body diagram* (FBD) dari setiap massa pada sistem sehingga gaya-gaya yang bekerja pada massa tersebut dapat terlihat setelah massa diberi perpindahan dan kecepatan.
4. Menggunakan hukum II Newton untuk setiap FBD yaitu sebagai berikut:

$$J_0 \ddot{\theta} + k_t \theta = 0 \cdot J_i \theta_i = \sum_j M_{ij} \text{ untuk massa } i \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana $\sum_j M_{ij}$ adalah jumlah dari momen dari semua gaya yang bekerja pada *rigid body* pada massa inersia ke- i (J_i).

5. Menggunakan persamaan Lagrange untuk menurunkan persamaan gerak yang telah didapat. Persamaan Lagrange untuk n derajat kebebasan adalah sebagai berikut:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = Q_j^{(n)}, j = 1, 2, \dots, n \dots\dots\dots (2.16)$$

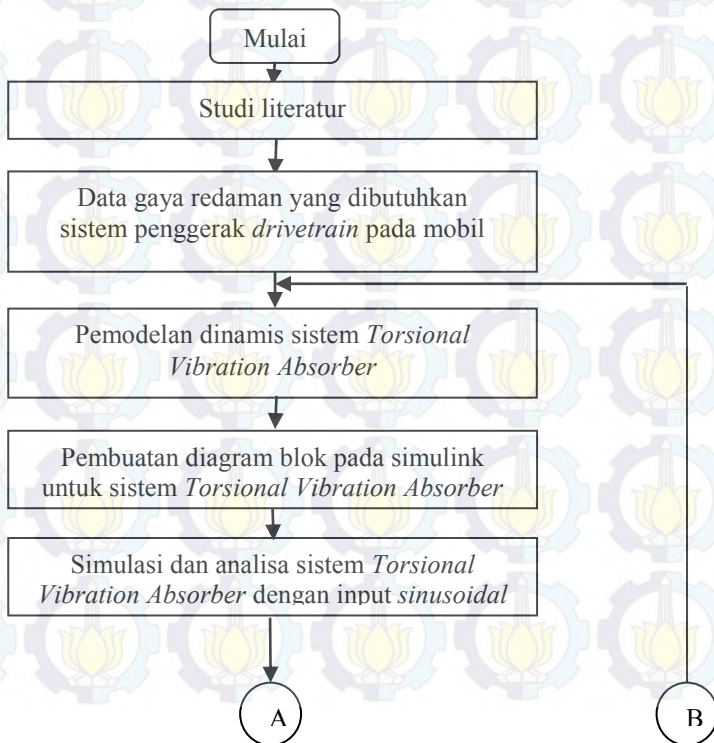
Dimana $\dot{q}_j = \partial q_j / \partial t$ adalah kecepatan dan $Q_j^{(n)}$ adalah gaya non konservatif. Untuk gaya konservatif maka nilai $Q_j^{(n)} = 0$. Sedangkan T adalah energi kinetik dan V adalah energi potensial.

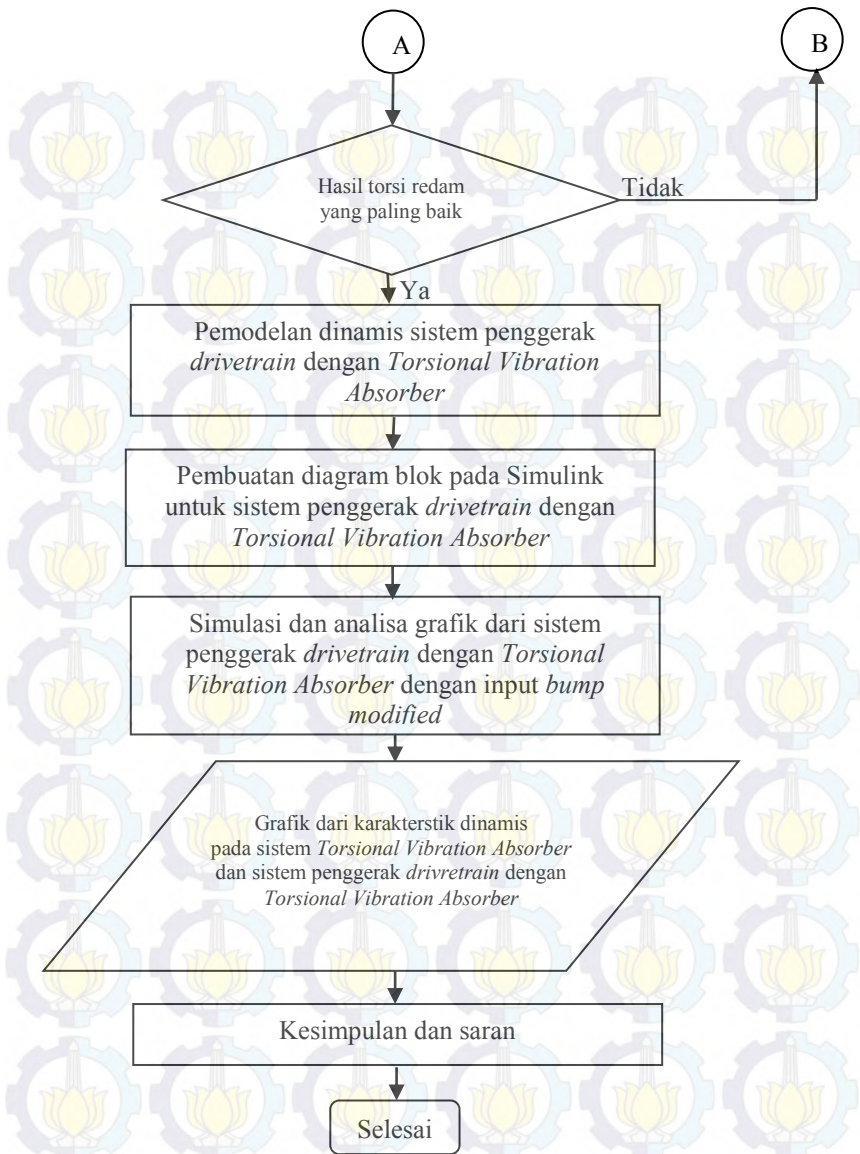
Selain dengan persamaan Lagrange, persamaan gerak dapat diselesaikan dengan bantuan simulink Matlab dengan menggunakan metode *state space*. Metode *state space* akan dijelaskan pada sub bab berikutnya.

BAB III METODOLOGI

3.1 Metodologi Penelitian

Penulisan Tugas Akhir dilakukan untuk mengetahui pengaruh perubahan parameter berupa momen inersia dan koefisien redam torsional pada *Torsional Vibration Absorber* terhadap torsi redam serta respon dinamis berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan terhadap penambahan *Torsional Vibration Absorber* dan variasi konstanta pegas torsional pada sistem penggerak *drivetrain*. Dalam proses analisis dilakukan beberapa langkah yang ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.1.





Gambar 3.1 Diagram alir penyelesaian tugas akhir

Metodologi penelitian tugas akhir ini secara umum ditunjukkan pada gambar 3.1. Dimulai dari studi literature mengenai *Torsional Vibration Absorber*. Kemudian membuat pemodelan fisik dan matematis untuk sistem *Torsional Vibration Absorber*. Selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Langkah selanjutnya adalah membuat blok diagram pada MATLAB Simulink dengan input *sinusoidal*. Dari Simulink tersebut, didapatkan grafik karakteristik torsi redam dari variasi momen inersia dan koefisien redam torsional dari sistem *Torsional Vibration Absorber*. Kemudian sistem *Torsional Vibration Absorber* ditambahkan pada sistem penggerak *drivetrain* dengan langkah yang sama, yaitu pertama dengan membuat model fisik dan matematis. Selanjutnya dengan membuat persamaan gerak. Kemudian membuat blok diagram dengan input *bump modified*. Dari simulasi tersebut didapatkan grafik karakteristik dinamis dari sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* dan variasi konstanta pegas torsional. Setelah itu analisis grafik tersebut. Dan langkah terakhir yaitu membuat kesimpulan berdasarkan hasil yang didapat dan memberikan saran untuk penelitian selanjutnya.

3.1.1 Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam menganalisa sistem *Torsional Vibration Absorber*. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan Tugas Akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, *flywheel* sebagai *Torsional Vibration Absorber*, sistem penggerak *drivetrain*, serta pembuatan blok diagram pada MATLAB Simulink. Sedangkan studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter sistem *Torsional Vibration Absorber* yang digunakan dalam pemodelan dan simulasi sistem. Nilai parameter tersebut adalah berupa data teknis dari *Torsional*

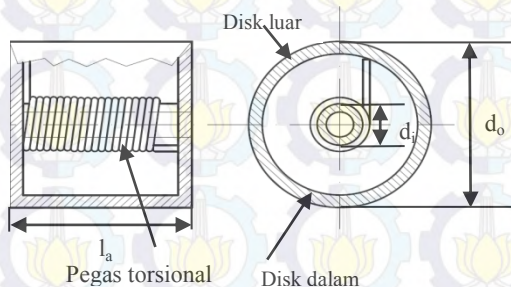
Vibration Absorber yang meliputi momen inersia, konstanta pegas torsional dan koefisien redam torsional serta data teknis dari sistem penggerak *drivetrain* yang meliputi momen inersia, konstanta pegas torsional dan koefisien redam torsional. Selain itu data dari torsi *engine*.

Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Sedangkan studi lapangan didapat dari data hasil penelitian oleh kelompok yang membuat perancangan alat terkait.

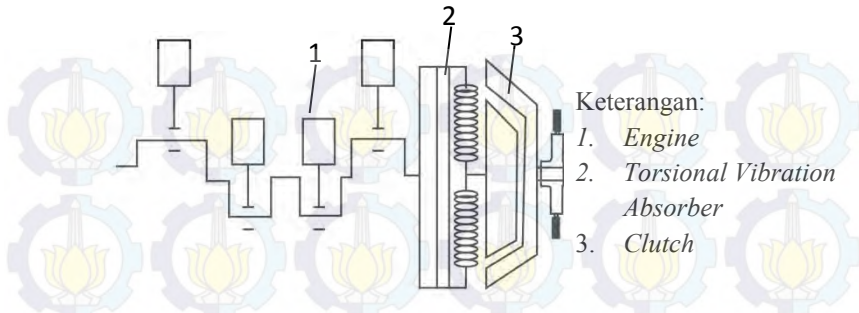
3.2 Pemodelan dan Simulasi Sistem *Torsional Vibration Absorber*

3.2.1 Pemodelan Fisik Sistem *Torsional Vibration Absorber*

Dalam tugas akhir ini akan dianalisis pengaruh perubahan parameter yang menghasilkan grafik karakteristik torsi redam dari variasi momen inersia dan koefisien redam torsional pada sistem *Torsional Vibration Absorber* dengan input *sinusoidal*. Pemodelan ini dilakukan untuk mengetahui parameter yang paling baik dari hasil torsi redam yang paling baik. Dan kemudian parameter yang terbaik dari sistem *Torsional Vibration Absorber* ini nantinya akan ditambahkan pada sistem penggerak *drivetrain*. Dan selanjutnya juga akan dilakukan pemodelan dan simulasi. Berikut detail dari *Torsional Vibration Absorber* pada gambar 3.2 dan pemodelan fisik sistem tersebut pada gambar 3.3 :



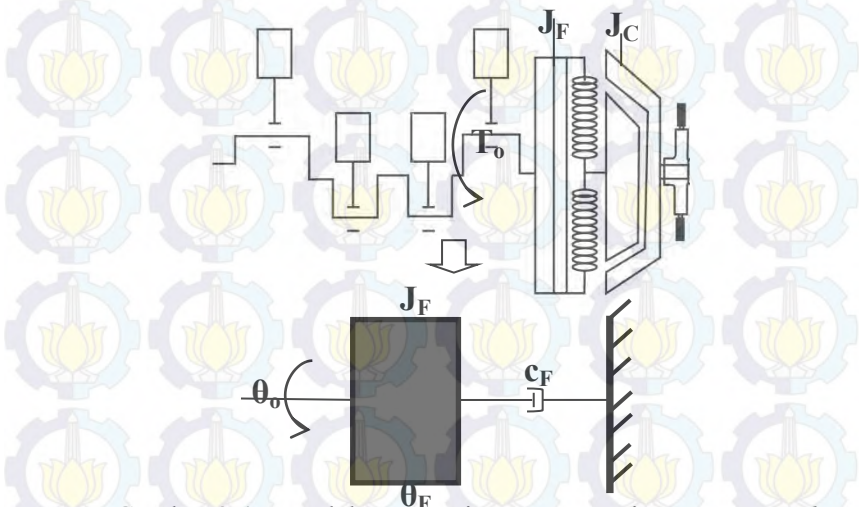
Gambar 3.2 Detail *Torsional Vibration Absorber*



Gambar 3.3 Model fisik rancangan sistem *Torsional Vibration Absorber*

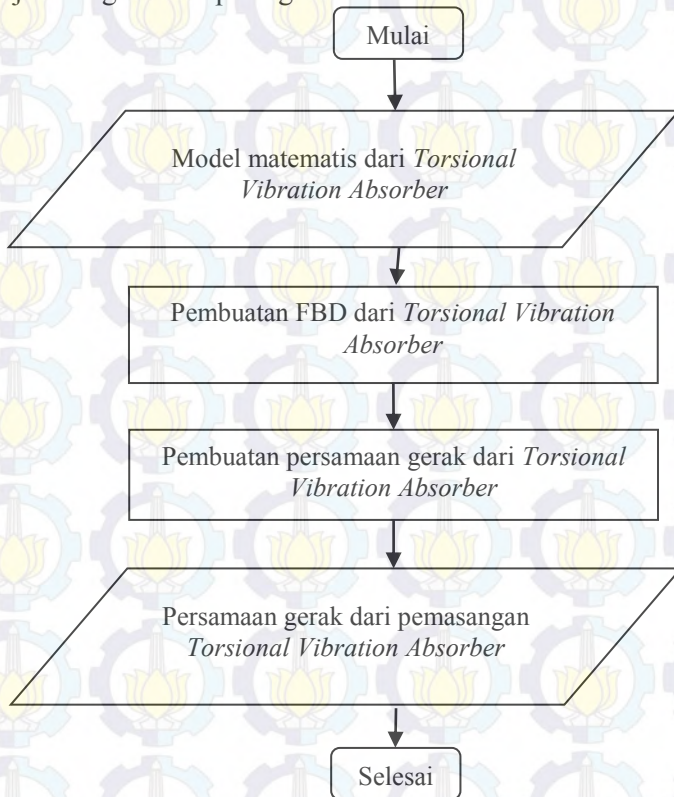
3.2.2 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Sistem *Torsional Vibration Absorber*

Pemodelan matematis untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* meliputi *engine*, *torsional vibration absorber* dan *clutch*. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.4 dibawah ini.



Gambar 3.4 Model matematis rancangan sistem *Torsional Vibration Absorber*

Setelah didapatkan model matematis, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari sistem *Torsional Vibration Absorber*

3.2.3 Pembuatan Blok Simulasi Sistem *Torsional Vibration Absorber*

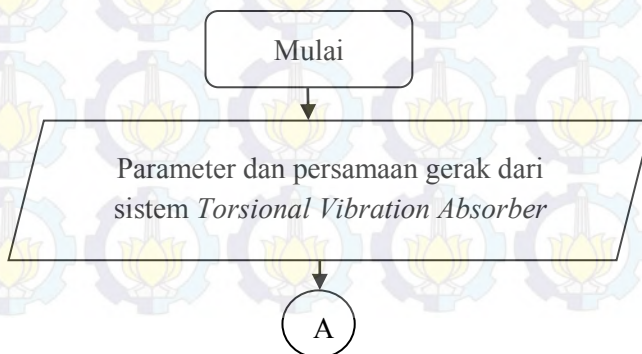
Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah yang dilakukan selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut

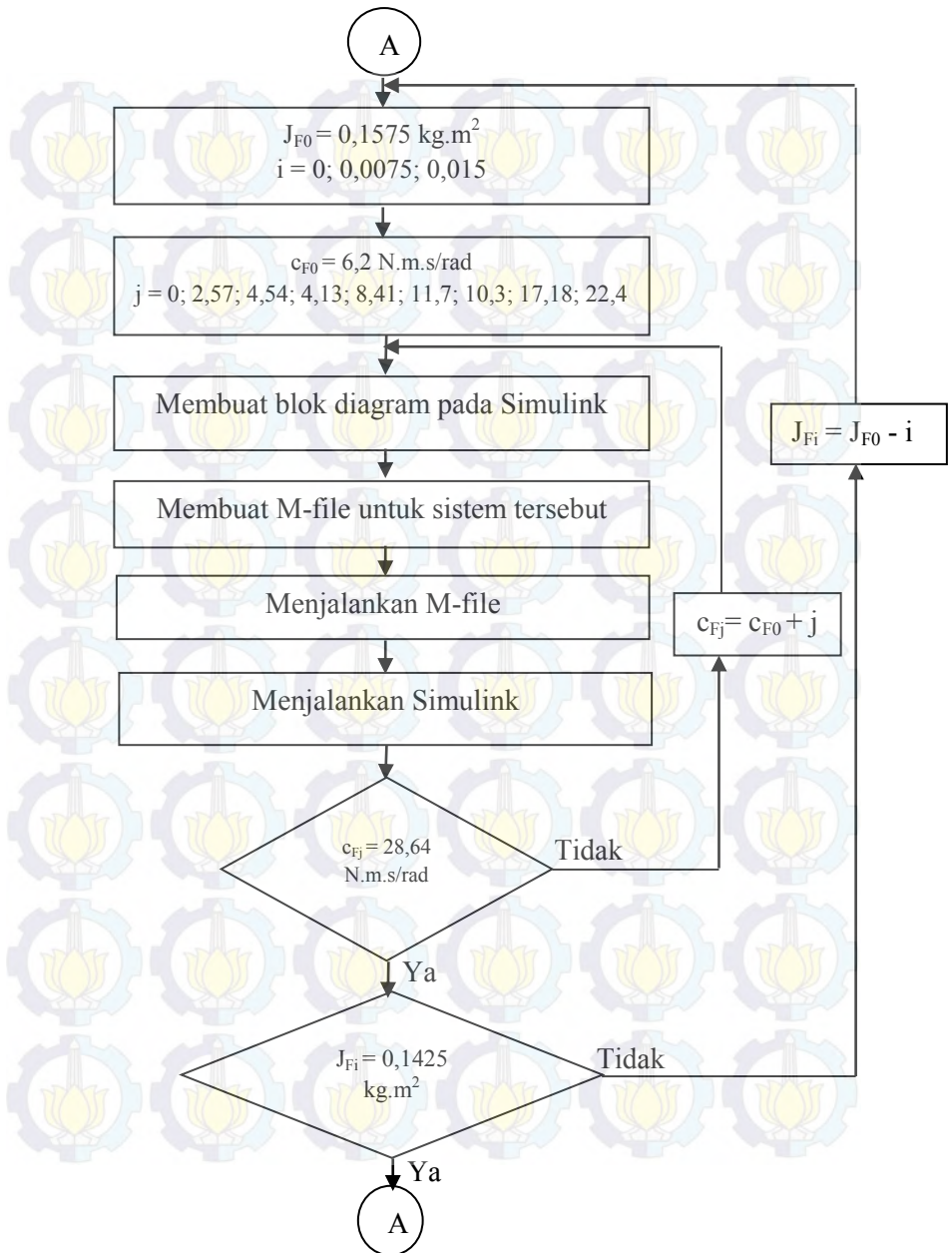
parameter yang digunakan untuk simulasi sistem *Torsional Vibration Absorber* :

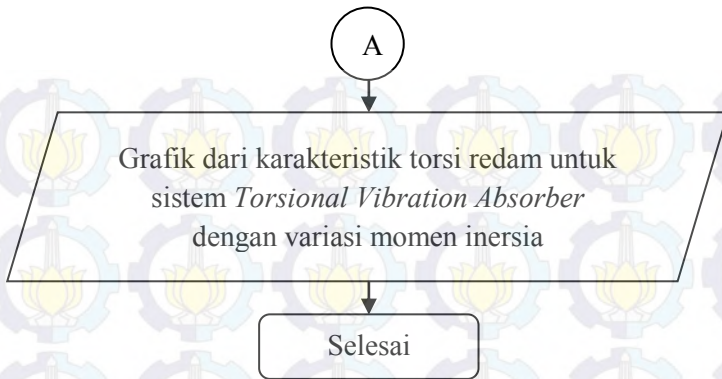
Tabel 3.1 Parameter untuk sistem *Torsional Vibration Absorber*^[11]

Parameter	Nilai
Torsi <i>Engine</i> (T_0)	100,36 N.m
<i>Torsional Vibration Absorber rotational inertia</i> (J_F)	0,15 kg.m ²
<i>Torsional Vibration Absorber torsional damping coefficient</i> (c_F)	6,2 N.m.s/rad

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.6. Input yang digunakan yaitu input *sinusoidal* dengan amplitudo 0,5 rad, frekuensi 2-8 Hz rad^[21], variasi momen inersia (J_F) 0,1575 – 0,1425 kg.m², variasi koefisien redam torsional (c_F) 6,2 – 28,64 N.m.s/rad dengan torsi awal *engine* (T_0) konstan. Dalam tugas akhir ini variasi yang dilakukan adalah momen inersia dan koefisien redam torsional. Hal ini dikarenakan rasio dari frekuensi natural sebelum dan setelah adanya sistem. Dan juga besarnya redaman dipengaruhi besar *damping ratio* (ζ) yang menghasilkan koefisien redam torsional. Kemudian momen inersia juga dapat divariasikan dengan menambah atau mengurangi massa dan juga jari-jari.







Gambar 3.6 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari sistem *Torsional Vibration Absorber* dengan variasi momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) dengan Torsi awal *engine* (T_0) konstan

3.2.4 Analisis Grafik Sistem *Torsional Vibration Absorber*

Dari simulasi yang telah dilakukan untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* ini, akan didapatkan grafik karakteristik torsi redam, yaitu berupa grafik torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan maupun percepatan dengan variasi momen inersia $0,1575 - 0,1425 \text{ kg.m}^2$ dan variasi koefisien redam torsional $6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$.

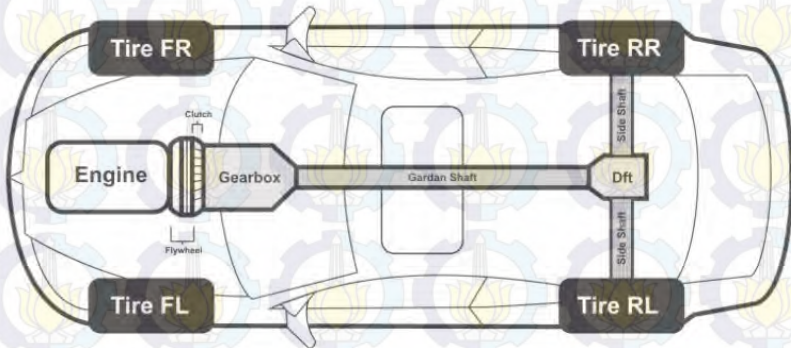
Setelah itu grafik-grafik tersebut dianalisis dan diambil kesimpulan. Kemudian dipilih salah satu hasil dalam variasi momen inersia dan koefisien redam torsional tersebut untuk nantinya digunakan sebagai parameter *Torsional Vibration Absorber* pada simulasi sistem penggerak *drivetrain* pada mobil dengan kapasitas *engine* 1200 cc.

3.3 Pemodelan dan Simulasi Sistem Penggerak *Drivetrain* dengan *Torsional Vibration Absorber*

3.3.1 Pemodelan Fisik Sistem Penggerak *Drivetrain*

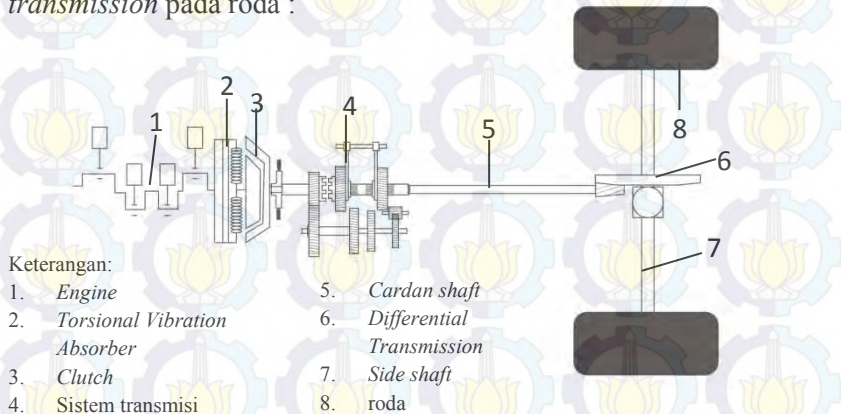
Setelah melakukan pemodelan dan simulasi pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, kemudian dilakukan pemodelan

pada sistem penggerak *drivetrain* dengan *Torsional Vibration Absorber*. Berikut rancangan sistem penggerak *drivetrain* dengan *Torsional Vibration Absorber* tersebut sesuai gambar 3.7.

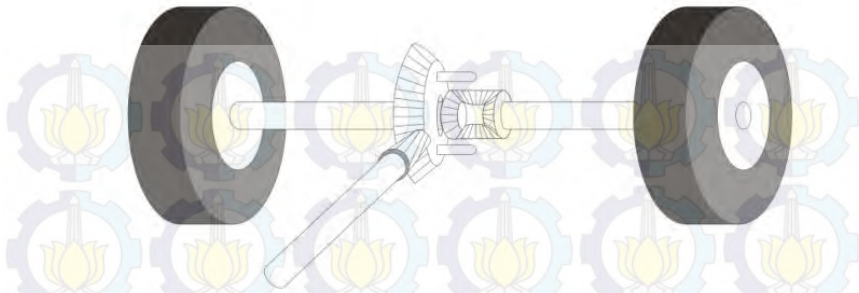


Gambar 3.7 Rancangan penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain*

Berikut model fisik rancangan pemasangan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* seperti pada gambar 3.8 dan gambar 3.9 tampak depan *differential transmission* pada roda :



Gambar 3.8 Model fisik rancangan penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain*



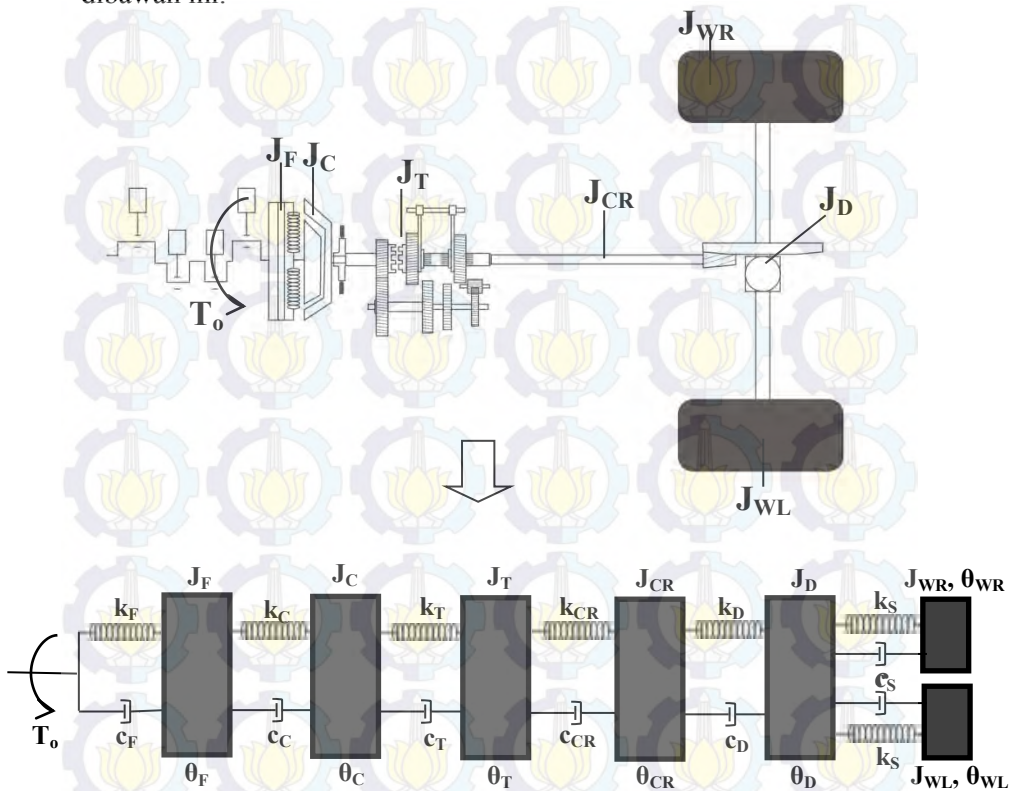
Gambar 3.9 Tampak depan *differential transmission* pada roda

Pada gambar 3.8 ketika *engine* bekerja dan menghasilkan torsi awal maka semua sistem penggerak *drivetrain* ikut berputar. Dari torsi awal *engine* akan disalurkan ke sistem transmisi melalui sambungan *clutch*. Dan sistem transmisi akan mengatur besar torsi yang akan disalurkan ke berbagai bagian, salah satunya ke roda belakang melalui poros cardan dan ditransmisikan oleh *differential transmission* melalui *side shaft*. Ketika torsi *engine* yang menghasilkan putaran ini dihubungkan ke sistem transmisi melalui *clutch* secara tiba-tiba, maka akan timbul getaran torsional yang diakibatkan putaran poros. Dikarenakan hal tersebut, pada sistem penggerak *drivetrain* dipasang *Torsional Vibration Absorber* diantara *engine* dan *clutch* yang berfungsi untuk menjaga kestabilan mobil dan meredam getaran yang terjadi.

3.3.2 Pemodelan Matematis dan Pembuatan Persamaan dari Penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada Sistem Penggerak *Drivetrain*

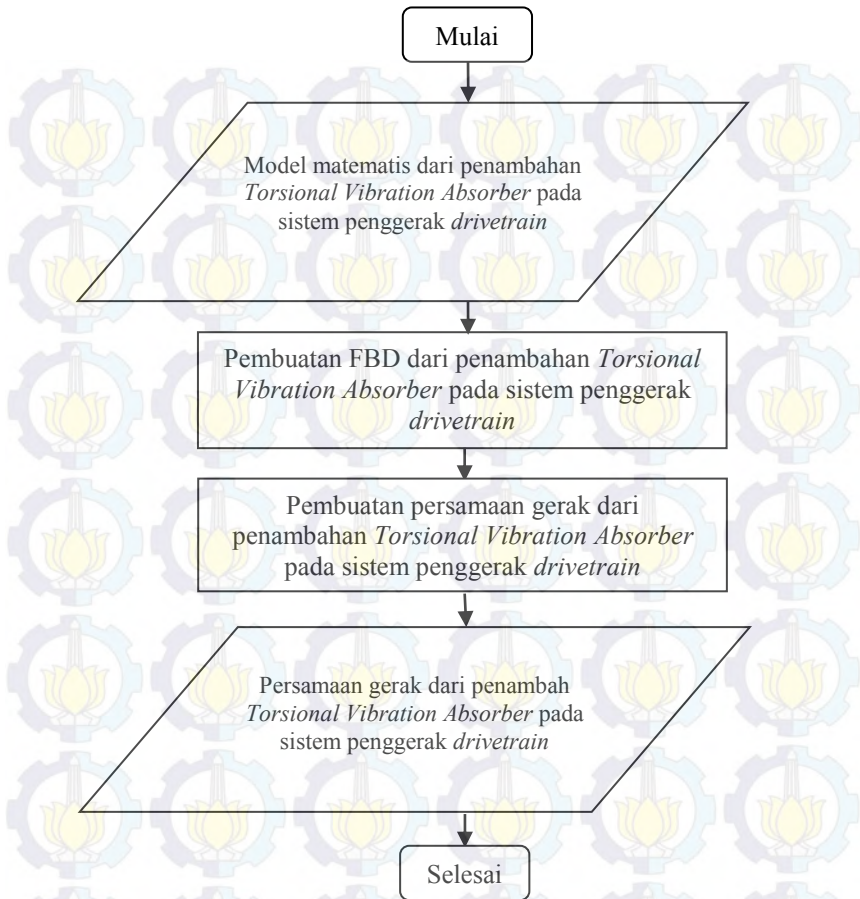
Pemodelan matematis untuk penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* meliputi *engine*, *Torsional Vibration Absorber*, *clutch*, sistem transmisi (beberapa gear), poros cardan, *differential transmission* (bevel gear), *side*

shaft dan roda. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.10 dibawah ini.



Gambar 3.10 Model matematis rancangan penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak drivetrain

Kemudian setelah didapatkan model matematis, maka selanjutnya membuat persamaan gerak dari sistem tersebut. Secara garis besar proses pembuatan persamaan gerak dapat ditransformasikan menjadi diagram alir pada gambar 3.11.



Gambar 3.11 Diagram alir proses pembuatan persamaan gerak dari penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain*

3.3.3 Pembuatan Blok Simulasi dari Penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada Sistem Penggerak *Drivetrain*

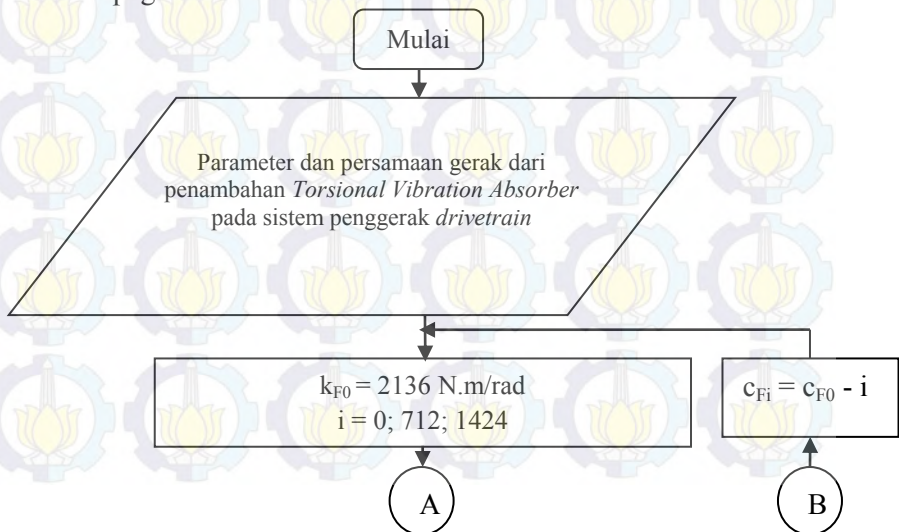
Setelah mendapatkan persamaan gerak dari sistem, langkah selanjutnya yaitu membuat blok simulasi. Berikut parameter yang digunakan untuk simulasi sistem *Torsional Vibration Absorber* :

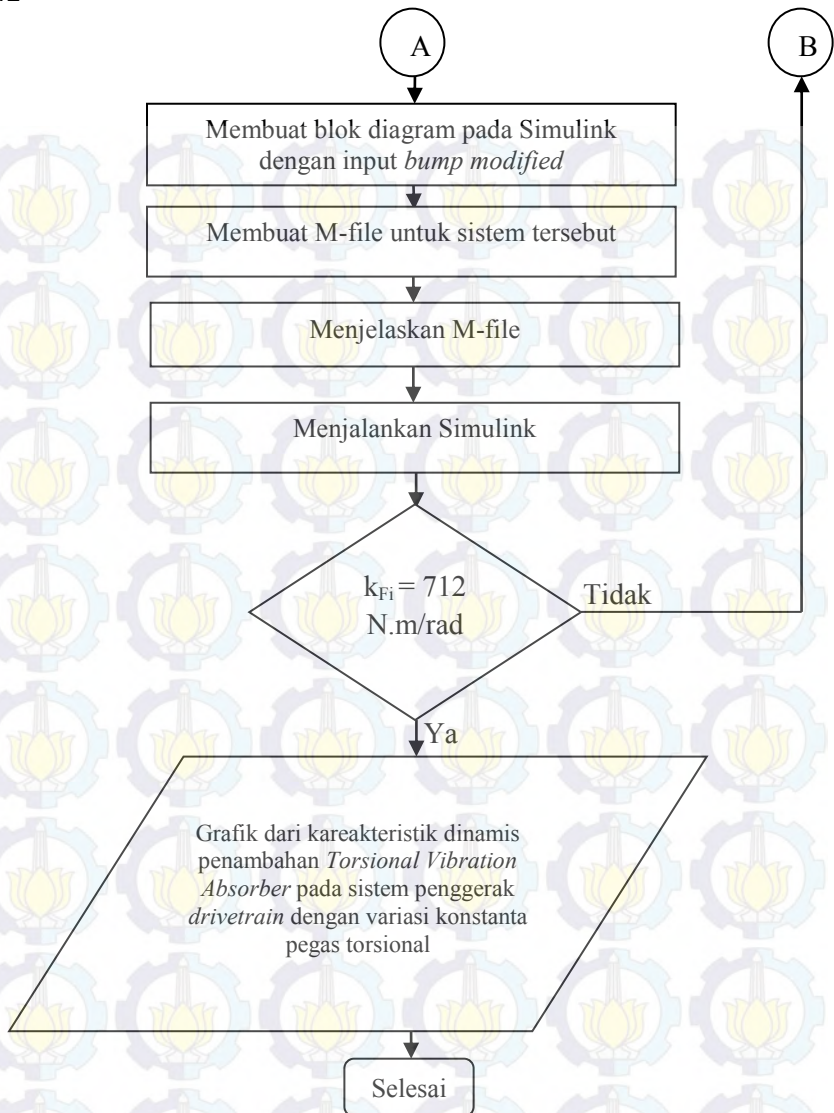
Tabel 3.2 Parameter untuk pemasangan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain*^[15]

Parameter	Nilai
Torsi <i>engine</i>	100,36 N.m
<i>Clutch rotational inertia</i> (J_C)	0,055 kg.m ²
<i>Transmission rotational inertia</i> (J_T)	2,34 kg.m ²
<i>Cardan shaft rotational inertia</i> (J_{CR})	0,0125 kg.m ²
<i>Differential transmission rotational inertia</i> (J_D)	0,0255 kg.m ²
<i>Right wheel rotational inertia</i> (J_{WR})	1,2 kg.m ²
<i>Left wheel rotational inertia</i> (J_{WL})	1,2 kg.m ²
<i>Torsional Vibration Absorber torsional stiffness</i> (k_F)	1424 N.m/rad
<i>Clutch torsional stiffness</i> (k_C)	355000 N.m/rad
<i>Transmission torsional stiffness</i> (k_T)	32988,5 N.m/rad
<i>Cardan shaft torsional stiffness</i> (k_{CR})	10000 N.m/rad
<i>Differential transmission torsional stiffness</i> (k_D)	55000 N.m/rad
<i>Side shaft torsional stiffness</i> (k_S)	9750 N.m/rad
<i>Clutch torsional damping coefficient</i> (c_C)	139,73 N.m.s/rad

<i>Transmission torsional damping coefficient (c_T)</i>	277,84 N.m.s/rad
<i>Cardan shaft torsional damping coefficient (c_{CR})</i>	11,18 N.m.s/rad
<i>Differential transmission torsional damping coefficient (c_D)</i>	37,45 N.m.s/rad
<i>Side shaft torsional damping coefficient (c_S)</i>	108,17 N.m.s/rad

Proses pembuatan blok diagram pada Simulink dijelaskan berupa diagram alir pada gambar 3.12. Input yang digunakan yaitu input *bump modified* dan menggunakan parameter *Torsional Vibration Absorber rotational inertia (J_F)* dan *Torsional Vibration Absorber damping coefficient (c_F)* yang didapat dari hasil simulasi sistem *Torsional Vibration Absorber*. Dan dilakukan variasi *Torsional Vibration Absorber torsional stiffness (k_F)* sebesar 712 – 2136 N.m/rad. Dan konstanta pegas torsional ini dapat divariasikan dengan jenis material, jumlah lilitan, diameter pegas dan diameter lilitan pegas.





Gambar 3.12 Diagram alir proses pembuatan blok diagram Simulink dari Penambahan *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* dengan variasi konstanta pegas torsional (k_F)

3.3.4 Analisa Grafik dari Sistem Penggerak *Drivetrain* dengan *Torsional Vibration Absorber*

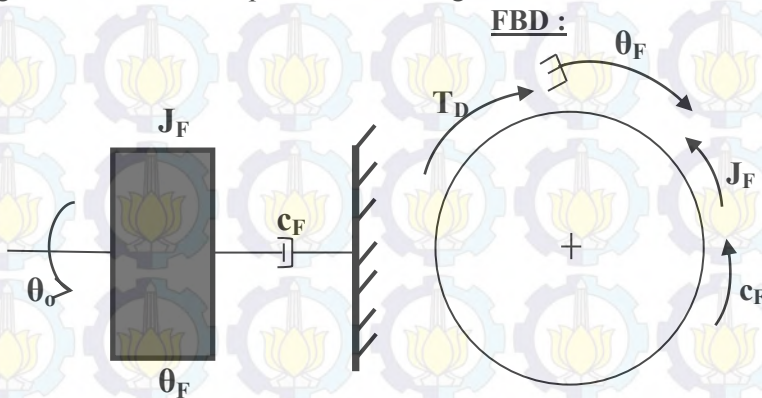
Dari simulasi sistem penggerak *drivetrain*, akan didapatkan respon dinamis, berupa perpindahan, kecepatan maupun percepatan dari input *bump modified* dengan variasi konstanta pegas torsional (k_F). Grafik-grafik tersebut dianalisis. Sehingga dapat dilakukan evaluasi untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain*. Setelah itu mengambil kesimpulan dari hasil analisis dan evaluasi yang telah dilakukan.



BAB IV PEMODELAN SISTEM

4.1 Pemodelan Dinamis Sistem *Torsional Vibration Absorber*

Untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* ini menggunakan mekanisme dengan adanya penambahan momen inersia, konstanta pegas torsional dan koefisien redam torsional. Sebelum mekanisme sistem *Torsional Vibration Absorber* terdapat *engine* yang akan menghasilkan torsi yang akan disalurkan ke sistem transmisi melalui *clutch*, kemudian ke ban belakang (*wheel*) melalui *cardan shaft*, *differential transmission* dan *side shaft*. Seperti yang dapat dilihat dari model fisik yang telah dijelaskan pada gambar 3.3 dan model matematis yang telah dijelaskan pada gambar 3.4 akan didapatkan FBD sebagai berikut :



Gambar 4.1 FBD untuk sistem *Torsional Vibration Absorber*

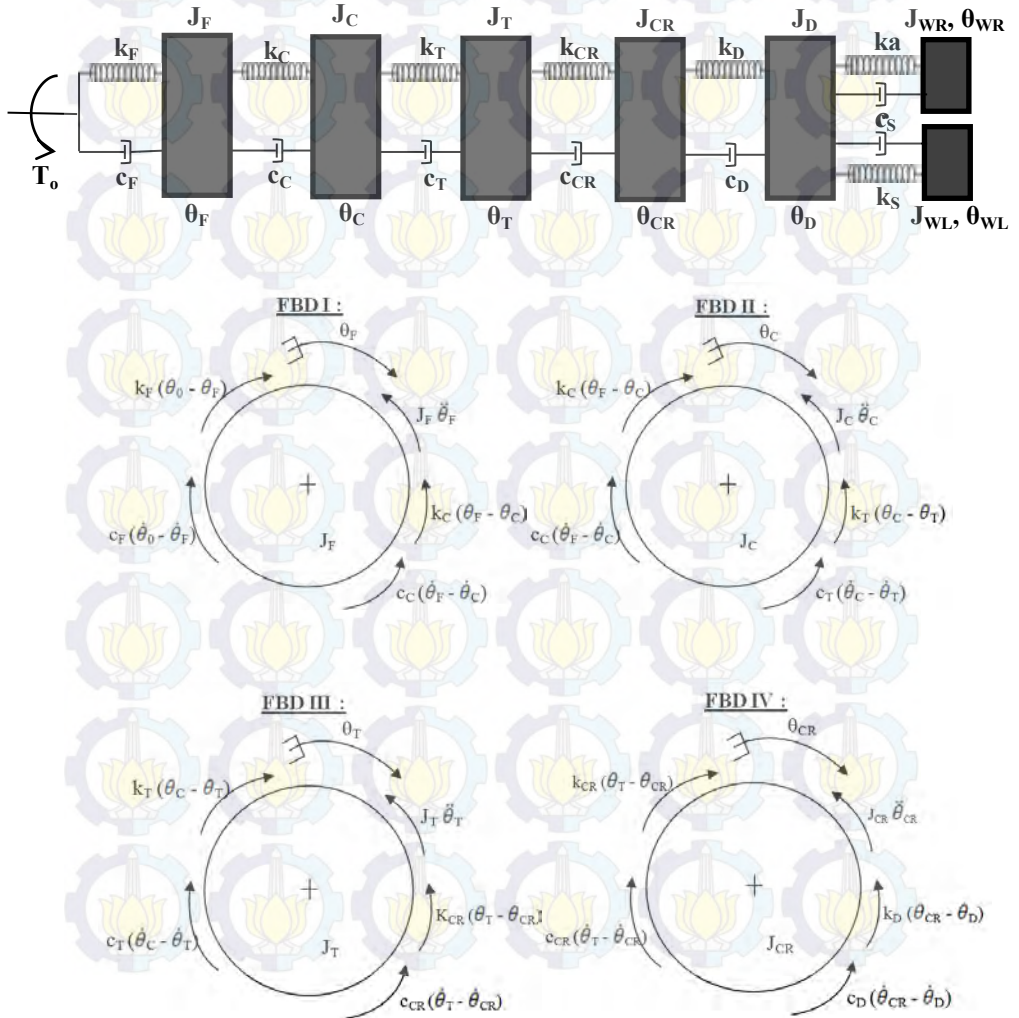
Persamaan matematis dari FBD pada gambar 4.1 sebagai berikut :

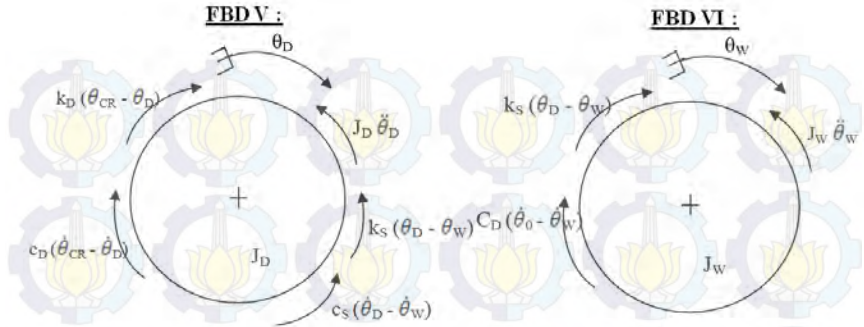
$$J_F \ddot{\theta}_F + c_F \dot{\theta}_F - T_D = 0$$

$$J_F \ddot{\theta}_F + c_F \dot{\theta}_F = T_D \dots\dots\dots (4.1)$$

4.2 Pemodelan Dinamis Sistem Penggerak *Drivetrain* dengan Penambahan *Torsional Vibration Absorber*

Dari model fisik yang telah dijelaskan pada gambar 3.8 dan model matematis yang telah dijelaskan pada gambar 3.10, akan didapatkan FBD sebagai berikut:





Gambar 4.2 FBD untuk sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber*

Persamaan matematis dari FBD 1 pada gambar 4.2 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 J_F \ddot{\theta}_{1F} + c_C (\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) - c_F (\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_F) + k_C (\theta_F - \theta_C) - k_F (\theta_0 - \theta_F) &= 0 \\
 J_F \ddot{\theta}_{1F} &= -c_C (\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) + c_F (\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_F) - k_C (\theta_F - \theta_C) + k_F (\theta_0 - \theta_F) \\
 \ddot{\theta}_F &= \frac{1}{J_F} [-c_C (\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) + c_F (\dot{\theta}_0 - \dot{\theta}_F) - k_C (\theta_F - \theta_C) + k_F (\theta_0 - \theta_F)] \dots (4.2)
 \end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.2), yaitu:

$$\begin{aligned}
 \dot{\theta} &= \omega \\
 \dot{\omega}_F &= \frac{1}{J_F} [-c_C (\omega_F - \omega_C) + c_F (\omega_0 - \omega_F) - k_C (\theta_F - \theta_C) + k_F (\theta_0 - \theta_F)] \dots (4.3)
 \end{aligned}$$

Persamaan matematis dari FBD 2 pada gambar 4.2 sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 J_C \ddot{\theta}_{1C} + c_T (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) - c_C (\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) + k_T (\theta_C - \theta_T) - k_C (\theta_F - \theta_C) &= 0 \\
 J_C \ddot{\theta}_{1C} &= -c_T (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) + c_C (\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) - k_T (\theta_C - \theta_T) + k_C (\theta_F - \theta_C) \\
 \ddot{\theta}_C &= \frac{1}{J_C} [-c_T (\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) + c_C (\dot{\theta}_F - \dot{\theta}_C) - k_T (\theta_C - \theta_T) + k_C (\theta_F - \theta_C)] \dots (4.4)
 \end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.4), yaitu:

$$\begin{aligned}
 \dot{\theta} &= \omega \\
 \dot{\omega}_C &= \frac{1}{J_C} [-c_T (\omega_C - \omega_T) + c_C (\omega_F - \omega_C) - k_C (\theta_C - \theta_T) + k_C (\theta_F - \theta_C)] \dots (4.5)
 \end{aligned}$$

Persamaan matematis dari FBD 3 pada gambar 4.2 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} J_T \ddot{\theta}_{1T} + c_{CR}(\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_{CR}) - c_T(\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) + k_{CR}(\theta_T - \theta_{CR}) - k_T(\theta_C - \theta_T) &= 0 \\ J_T \ddot{\theta}_{1T} &= -c_{CR}(\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_{CR}) + c_T(\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) - k_{CR}(\theta_T - \theta_{CR}) + k_T(\theta_C - \theta_T) \\ \ddot{\theta}_T &= \frac{1}{J_T} [-c_{CR}(\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_{CR}) + c_T(\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_T) - k_{CR}(\theta_T - \theta_{CR}) + k_T(\theta_C - \theta_T)] \dots\dots(4.6) \end{aligned}$$

Dimana :

J_T merupakan ekuivalen dari momen inersia sistem transmisi.

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.6), yaitu:

$$\begin{aligned} \dot{\theta} &= \omega \\ \dot{\omega}_T &= \frac{1}{J_T} [-c_{CR}(\omega_T - \omega_{CR}) + c_T(\omega_C - \omega_T) - k_{CR}(\theta_T - \theta_{CR}) + k_T(\theta_C - \theta_T)] \dots\dots(4.7) \end{aligned}$$

Persamaan matematis dari FBD 4 pada gambar 4.2 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} J_{CR} \ddot{\theta}_{1CR} + c_D(\dot{\theta}_{CR} - \dot{\theta}_D) - c_{CR}(\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_{CR}) + k_D(\theta_{CR} - \theta_D) - k_{CR}(\theta_T - \theta_{CR}) &= 0 \\ J_{CR} \ddot{\theta}_{1CR} &= -c_D(\dot{\theta}_{CR} - \dot{\theta}_D) + c_{CR}(\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_{CR}) - k_D(\theta_{CR} - \theta_D) + k_{CR}(\theta_T - \theta_{CR}) \\ \ddot{\theta}_{CR} &= \frac{1}{J_{CR}} [-c_D(\dot{\theta}_{CR} - \dot{\theta}_D) + c_{CR}(\dot{\theta}_T - \dot{\theta}_{CR}) - k_D(\theta_{CR} - \theta_D) + k_{CR}(\theta_T - \theta_{CR})] \dots(4.8) \end{aligned}$$

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.8), yaitu:

$$\begin{aligned} \dot{\theta} &= \omega \\ \dot{\omega}_{CR} &= \frac{1}{J_{CR}} [-c_D(\omega_{CR} - \omega_D) + c_{CR}(\omega_T - \omega_{CR}) - k_D(\theta_{CR} - \theta_D) + k_{CR}(\theta_T - \theta_{CR})] (4.9) \end{aligned}$$

Persamaan matematis dari FBD 5 pada gambar 4.2 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} J_D \ddot{\theta}_{1D} + c_S(\dot{\theta}_D - \dot{\theta}_W) - c_D(\dot{\theta}_{CR} - \dot{\theta}_D) + k_S(\theta_D - \theta_W) - k_D(\theta_{CR} - \theta_D) &= 0 \\ J_D \ddot{\theta}_{1D} &= -c_S(\dot{\theta}_D - \dot{\theta}_W) + c_D(\dot{\theta}_{CR} - \dot{\theta}_D) - k_S(\theta_D - \theta_W) + k_D(\theta_{CR} - \theta_D) \\ \ddot{\theta}_D &= \frac{1}{J_D} [-c_S(\dot{\theta}_D - \dot{\theta}_W) + c_D(\dot{\theta}_{CR} - \dot{\theta}_D) - k_S(\theta_D - \theta_W) + k_D(\theta_{CR} - \theta_D)] \dots\dots(4.10) \end{aligned}$$

Dimana :

J_D merupakan ekuivalen dari momen inersia *differential transmission*.

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.10), yaitu:

$$\dot{\theta} = \omega$$

$$\dot{\omega}_D = \frac{1}{J_D} [-c_S(\omega_D - \omega_W) + c_D(\omega_{CR} - \omega_D) - k_S(\theta_D - \theta_W) + k_D(\theta_{CR} - \theta_D)] \dots (4.11)$$

Persamaan matematis dari FBD 6 pada gambar 4.2 sebagai berikut:

$$J_W \ddot{\theta}_{1W} - c_S(\dot{\theta}_D - \dot{\theta}_W) - k_S(\theta_D - \theta_W) = 0$$

$$J_W \ddot{\theta}_{1W} = c_S(\dot{\theta}_D - \dot{\theta}_W) + k_S(\theta_D - \theta_W)$$

$$\ddot{\theta}_W = \frac{1}{J_W} [c_S(\dot{\theta}_D - \dot{\theta}_W) + k_S(\theta_D - \theta_W)] \dots \dots \dots (4.12)$$

Dimana :

J_W merupakan ekuivalen dari momen inersia roda belakang kanan (J_{WR}) dan kiri (J_{WL}).

k_S merupakan ekuivalen dari k_S roda belakang kanan dan kiri.

c_S merupakan ekuivalen dari c_S roda belakang kanan dan kiri.

Persamaan *state variable* dari persamaan (4.12), yaitu:

$$\dot{\theta} = \omega$$

$$\dot{\omega}_W = \frac{1}{J_W} [c_S(\omega_D - \omega_W) + k_S(\theta_D - \theta_W)] \dots \dots \dots (4.13)$$

4.3 Diagram Blok

Dari persamaan gerak yang didapat, selanjutnya dibuat diagram blok sesuai dengan persamaan gerak dari masing-masing sistem. Dan dari diagram blok tersebut akan didapatkan grafik respon dari masing-masing sistem yang akan dibahas pada bab selanjutnya.

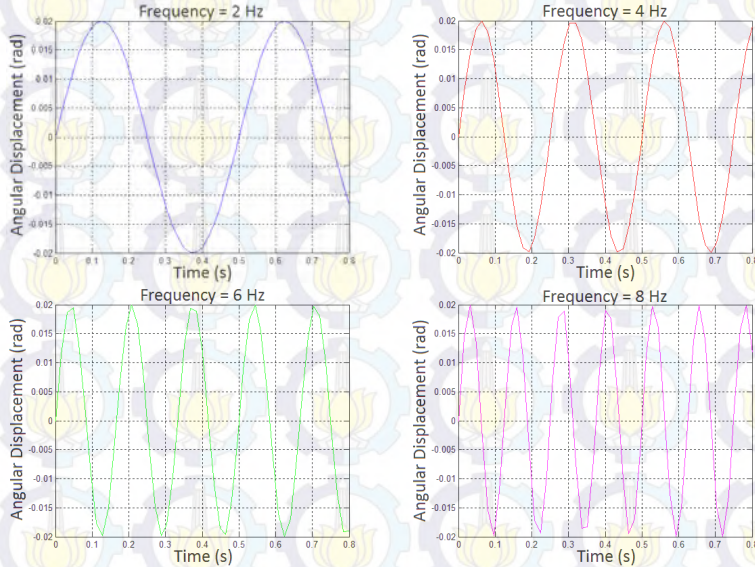
4.3.1. Input yang Digunakan

Pada tugas akhir ini, akan dilakukan simulasi untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* dan sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber*. Pada saat eksekusi simulasi, digunakan dua macam input, yaitu pertama input *sinusoidal* yang akan menghasilkan respon *steady-state* pada pengetesan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Kedua input *bump* yang telah dimodifikasi yang akan menghasilkan

respon transien pada sistem penggerak *drivetrain*. Persamaan dari kedua input tersebut dapat dituliskan sebagai berikut.

1. Input sinusoidal

$$y(t) = Y \sin(\omega t) \dots\dots\dots(4.14)$$

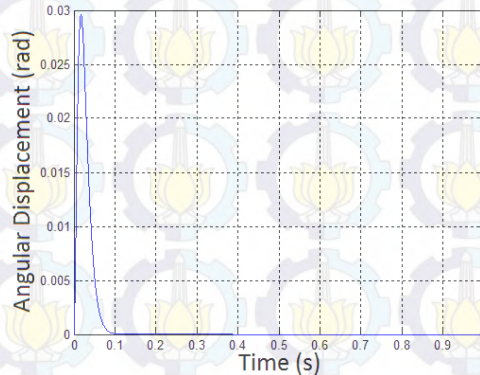


Gambar 4.3 Pengetesan *Torsional Vibration Absorber* dengan input *sinusoidal*

Pada persamaan (4.14), nilai Y merupakan ampiltudo yang digunakan. Amplitudo yang digunakan dalam simulasi, yaitu 0,5 rad. Besar frekuensi didapatkan dari besarnya frekuensi natural yang biasanya terjadi saat sistem penggerak *drivetrain* terputus dan terpasang kembali pada komponen penghubung *clutch*, yaitu 2 Hz - 8 Hz.^[21]

2. Input *bump* yang dimodifikasi

$$y(t) = Y 0.37e^{2(\gamma\omega_0 t)}e^{-\gamma\omega_0 t} \dots\dots\dots(4.15)$$



Gambar 4.4 Torsi awal engine dengan input *bump* yang dimodifikasi

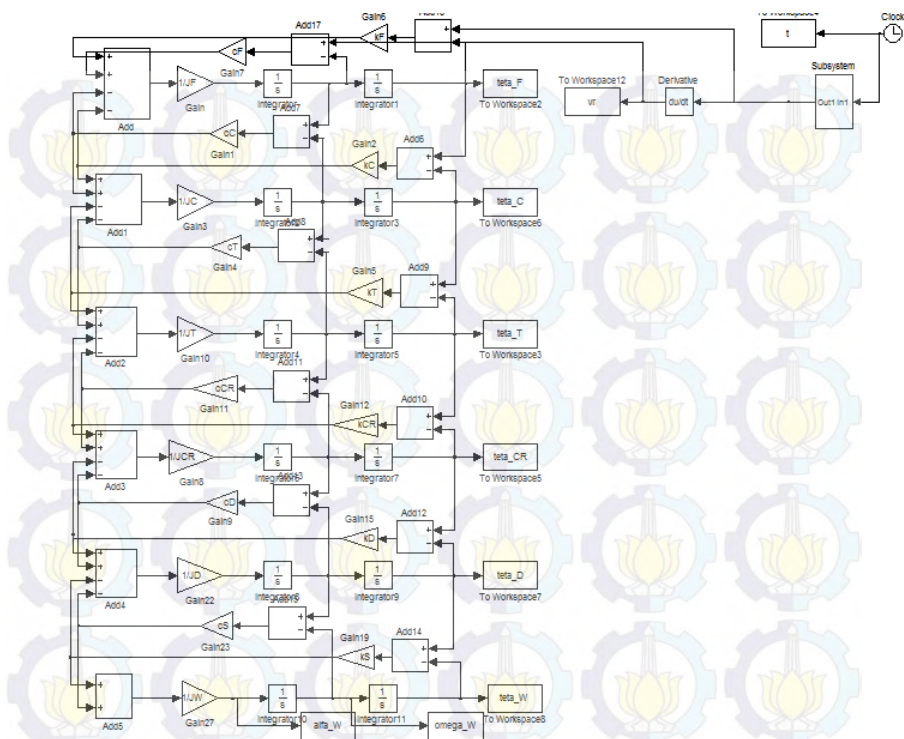
Input ini merupakan fungsi dari γ (*severity parameter*), yaitu 1 untuk *low impact*, 5 untuk *less severe impacts*, dan 20 untuk *more severe impact*. Sedangkan ω_0 adalah $\sqrt{\frac{k_T}{J}}$. Nilai Y merupakan ampiltudo yang digunakan. Amplitudo yang digunakan dalam simulasi, yaitu 0,5 rad.

4.3.2. Diagram Blok Sistem *Torsional Vibration Absorber*

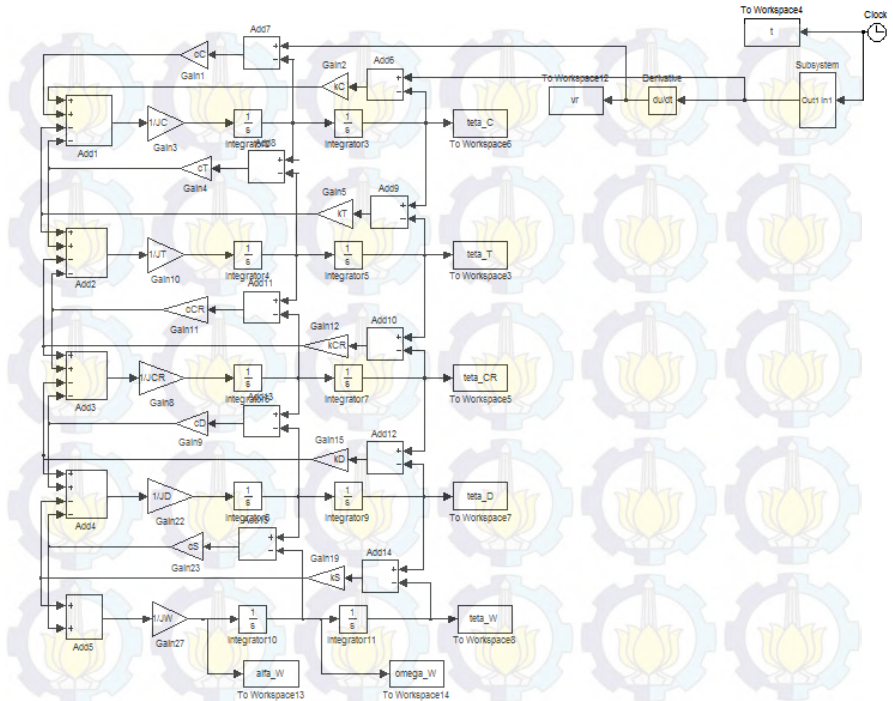
Untuk melakukan simulasi pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, hanya menggunakan input *sinusoidal*. Parameter yang digunakan pada sistem *Torsional Vibration Absorber* ini telah dijelaskan pada tabel 3.1.

4.3.3. Diagram Blok Sistem Penggerak *Drivetrain* dengan Penambahan *Torsional Vibration Absorber*

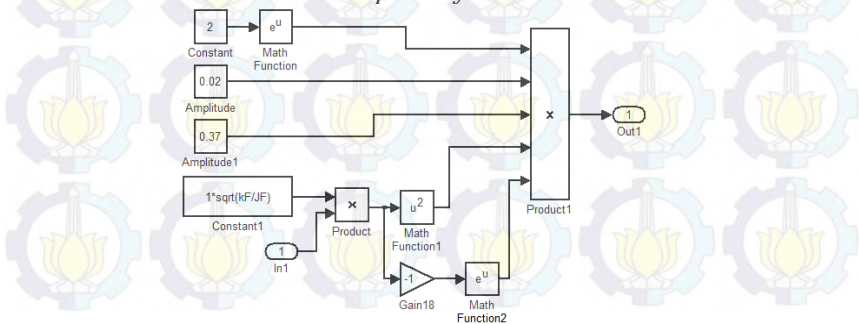
Pada sistem penggerak *drivetrain*, nilai momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) adalah nilai terbaik yang telah dipilih pada simulasi sebelumnya. Input yang digunakan dalam



Gambar 4.6 Diagram blok untuk sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* untuk input *bump modified*



Gambar 4.7 Diagram blok untuk sistem penggerak drivetrain tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* untuk input *bump modified*



Gambar 4.8 Diagram blok untuk input *bump modified*

BAB V

ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam pemodelan ini didapatkan respon dinamis dari sistem *Torsional Vibration Absorber* dan sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber*. Respon dinamis yang dibahas dalam bab ini adalah respon perpindahan, kecepatan, percepatan terhadap torsi redam yang dihasilkan oleh sistem *Torsional Vibration Absorber*. Perlu diketahui bahwa pada grafik respon torsi redam yang dihasilkan, nilai positif merupakan nilai untuk kondisi putaran *Clock Wise* (CW) dan nilai negatif merupakan untuk kondisi putaran *Counter Clock Wise* (CCW). Sedangkan pada grafik sistem penggerak *drivetrain*, respon dinamis yang dibahas adalah respon perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran yang terjadi pada beban (*wheel*) terhadap waktu. Dan nantinya akan dibandingkan antara dengan ditambahkan pada sistem penggerak *drivetrain* serta tanpa ditambahkan pada sistem penggerak *drivetrain*.

Pertama kali yang dilakukan dalam simulasi adalah pemilihan pasangan momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) *Torsional Vibration Absorber* yang akan digunakan parameter pada sistem *Torsional Vibration Absorber* ini. Dengan menggunakan input *sinusoidal* pilihan pasangan momen inersia (J_F) dengan koefisien redam torsional (c_F) yang digunakan, yaitu $0,1575 \text{ kg.m}^2$, $0,15 \text{ kg.m}^2$ dengan $0,1425 \text{ kg.m}^2$ dan $6,2 \text{ N.m.s/rad}$, $8,77 \text{ N.m.s/rad}$, $10,74 \text{ N.m.s/rad}$, $10,33 \text{ N.m.s/rad}$, $14,61 \text{ N.m.s/rad}$, $17,9 \text{ N.m.s/rad}$, $16,5 \text{ N.m.s/rad}$, $23,38 \text{ N.m.s/rad}$ dengan $28,64 \text{ N.m.s/rad}$. Setelah itu dipilih pasangan momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) yang digunakan.

Pada tahap selanjutnya, sistem *Torsional Vibration Absorber* diaplikasikan pada sistem penggerak *drivetrain* dengan input yang digunakan, yaitu input *bump modified*. Dari input ini didapatkan respon dinamis dari beban (*wheel*). Dalam simulasi parameter momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) yang telah dipilih akan divariasikan dengan konstanta pegas

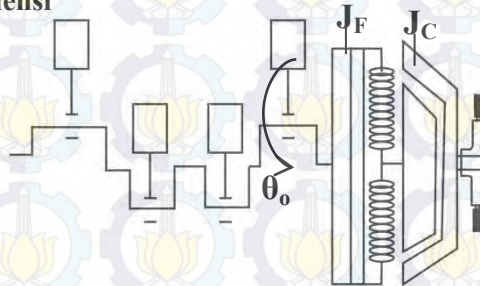
torsional *Torsional Vibration Absorber* (k_F). Dan variasi yang digunakan adalah 712 N.m/rad, 1424 N.m/rad dan 2136 N.m/rad. Kemudian respon dinamis yang dihasilkan pada beban (*wheel*) ini akan dibandingkan pada sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*.

Tabel 5.1 Parameter yang digunakan saat simulasi yaitu momen inersia (J_F), koefisien redam torsional (c_F) dan konstanta pegas torsional (k_F)

Damping Ratio (ζ)	Konstanta Pegas Torsional (k_F)	Koefisien Redam Torsional (c_F)	Momen Inersia (J_F)
0,3	712 N.m/rad	6,2 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ² 0,15 kg.m ² 0,1425 kg.m ²
	1424 N.m/rad	8,77 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ² 0,15 kg.m ² 0,1425 kg.m ²
	2136 N.m/rad	10,74 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ² 0,15 kg.m ² 0,1425 kg.m ²
0,5	712 N.m/rad	10,33 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ² 0,15 kg.m ² 0,1425 kg.m ²
	1424 N.m/rad	14,61 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ² 0,15 kg.m ² 0,1425 kg.m ²
	2136 N.m/rad	17,9 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ² 0,15 kg.m ² 0,1425 kg.m ²
0,8	712 N.m/rad	16,5 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ² 0,15 kg.m ² 0,1425 kg.m ²
	1424 N.m/rad	23,38 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ² 0,15 kg.m ² 0,1425 kg.m ²
	2136 N.m/rad	28,64 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ² 0,15 kg.m ² 0,1425 kg.m ²

Terlihat dari tabel 5.1 terdapat variasi *damping ratio* (ζ) yaitu 0,3; 0,5 dan 0,8. Dari *damping ratio* didapatkan variasi koefisien redam torsional (c_F). Nilai koefisien redam torsional (c_F) didapat dari $\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c_F}{2J_F \sqrt{\frac{k_F}{J_F}}}$, dimana c adalah nilai c_F yang dicari dan k_F yang digunakan adalah 712 N.m/rad, 1424 N.m/rad dan 2136 N.m/rad untuk setiap J_F 0,1575 kg.m², 0,15 kg.m² dan 0,1425 kg.m². Dan didapatkan nilai koefisien redam torsional (c_F) pada *damping ratio* (ζ) = 0,3 adalah 6,2 N.m.s/rad, 8,77 N.m.s/rad dan 10,74 N.m.s/rad. Pada *damping ratio* (ζ) = 0,5 adalah 10,33 N.m.s/rad, 14,61 N.m.s/rad dan 17,9 N.m.s/rad. Serta *damping ratio* (ζ) = 0,8 adalah 16,5 N.m.s/rad, 23,38 N.m.s/rad dan 28,64 N.m.s/rad.

5.1 Respon Dinamis pada Pasangan Momen Inersia (J_F) dan Koefisien Redam Torsional (c_F) dengan Variasi Frekuensi



Gambar 5.1 Skema dari *Torsional Vibration Absorber*

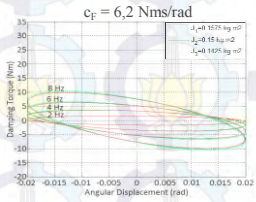
Pada gambar 5.1 dapat dilihat skema dari *Torsional Vibration Absorber* yang divariasikan dengan frekuensi dari perpindahan poros *engine*. Setelah disimulasikan, dilakukan pemilihan dari pasangan momen inersia (J_F) dengan koefisien redam torsional (c_F) tersebut yang akan digunakan sebagai parameter pada sistem *Torsional Vibration Absorber*. Untuk momen inersia clutch (J_C) dianggap fix, sehingga nantinya dapat dilakukan simulasi yang dapat dihasilkan parameter yang sesuai pada sistem *Torsional*

Vibration Absorber. Variasi yang dilakukan dijelaskan pada tabel 5.2.

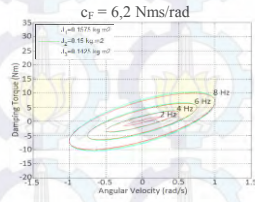
Tabel 5.2 Parameter yang digunakan saat simulasi respon torsi redam pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, menggunakan pasangan momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) dengan variasi frekuensi

Koefisien Redam Torsional (c_F)	Momen Inersia (J_F)	Frekuensi
6,2 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	2 Hz
	0,15 kg.m ²	4 Hz
	0,1425 kg.m ²	6 Hz
		8 Hz
8,77 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	2 Hz
	0,15 kg.m ²	4 Hz
	0,1425 kg.m ²	6 Hz
		8 Hz
10,74 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	2 Hz
	0,15 kg.m ²	4 Hz
	0,1425 kg.m ²	6 Hz
		8 Hz
10,33 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	2 Hz
	0,15 kg.m ²	4 Hz
	0,1425 kg.m ²	6 Hz
		8 Hz
14,61 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	2 Hz
	0,15 kg.m ²	4 Hz
	0,1425 kg.m ²	6 Hz
		8 Hz
17,9 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	2 Hz
	0,15 kg.m ²	4 Hz
	0,1425 kg.m ²	6 Hz
		8 Hz
16,5 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	2 Hz
	0,15 kg.m ²	4 Hz
	0,1425 kg.m ²	6 Hz
		8 Hz
23,38 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	2 Hz
	0,15 kg.m ²	4 Hz
	0,1425 kg.m ²	6 Hz
		8 Hz

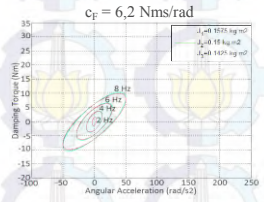
28,64 N.m.s/rad	$0,1575 \text{ kg.m}^2$ $0,15 \text{ kg.m}^2$ $0,1425 \text{ kg.m}^2$	2 Hz 4 Hz 6 Hz 8 Hz
-----------------	---	------------------------------



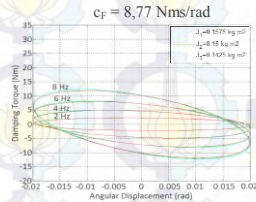
(a)



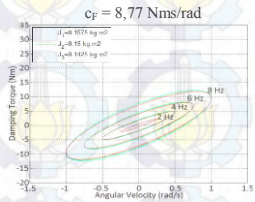
(b)



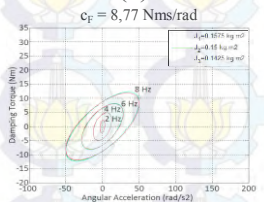
(c)



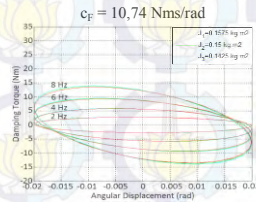
(d)



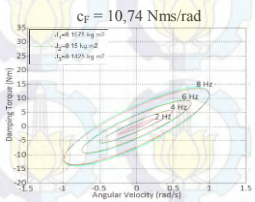
(e)



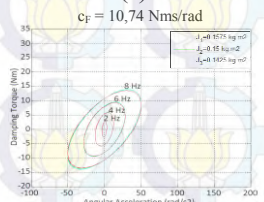
(f)



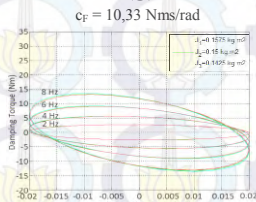
(g)



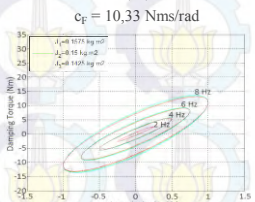
(h)



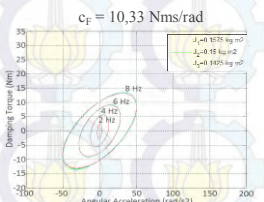
(i)



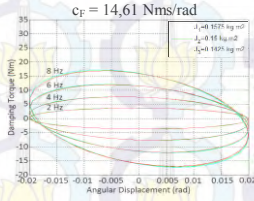
(j)



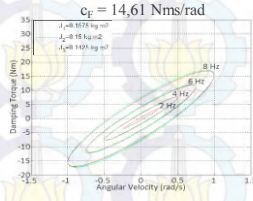
(k)



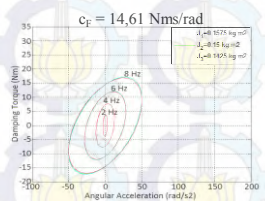
(l)



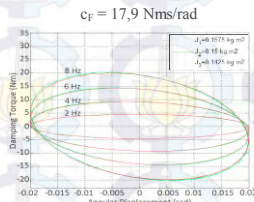
(m)



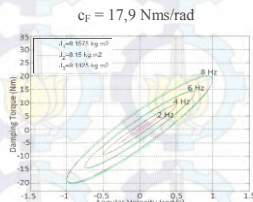
(n)



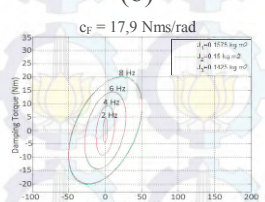
(o)



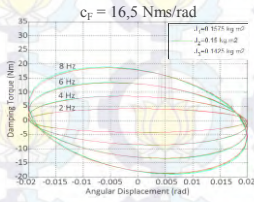
(p)



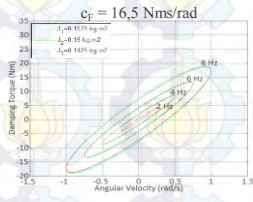
(q)



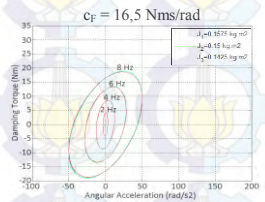
(r)



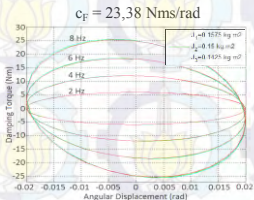
(s)



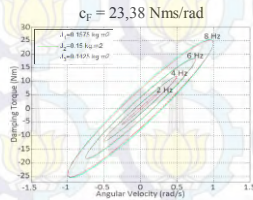
(t)



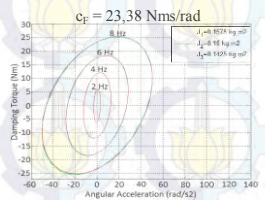
(u)



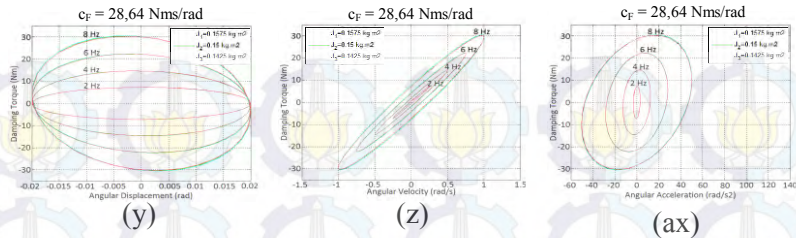
(v)



(w)



(x)



Gambar 5.2 Grafik respon torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan dan percepatan pada pasangan momen inersia ($J_F = 0,1575 - 0,1425 \text{ kg.m}^2$) dan koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) dengan variasi frekuensi 2 - 8 Hz

Gambar 5.2 merupakan grafik respon torsi redam terhadap perpindahan (a-d-g-j-m-p-s-v-y), kecepatan (b-e-h-k-n-q-t-w-z) dan percepatan (c-f-i-l-o-r-u-x-ax) pada pasangan koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) dan momen inersia ($J_F = 0,1575 - 0,1425 \text{ kg.m}^2$) dengan variasi frekuensi. Variasi frekuensi yang digunakan yaitu 2 Hz; 4 Hz; 6 Hz; 8 Hz.

Pada grafik respon torsi redam terhadap perpindahan terlihat jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam semakin besar. Namun pada perubahan momen inersia (J_F) pada setiap variasi koefisien redam torsional (c_F) dengan frekuensi, besar perubahan torsi redam yang dihasilkan tidak terlihat. Hanya pada momen inersia $0,1575 \text{ kg/m}^2$ saja yang terlihat. Hal ini dikarenakan pada momen inersia $0,15 \text{ kg/m}^2$ dan $0,1425 \text{ kg/m}^2$ memiliki *trend line* yang sama dengan $0,1575 \text{ kg/m}^2$ serta hanya berbeda sedikit pada nilai gaya redam yang dihasilkan. Hal ini juga terlihat jelas pada grafik respon torsi redam terhadap kecepatan dan percepatan. Sedangkan pada variasi frekuensi pada grafik respon torsi redam terhadap perpindahan terlihat semakin tinggi frekuensi maka besar torsi redam yang terjadi akan semakin besar juga. Hal ini terlihat pula pada grafik respon torsi redam terhadap kecepatan dan percepatan.

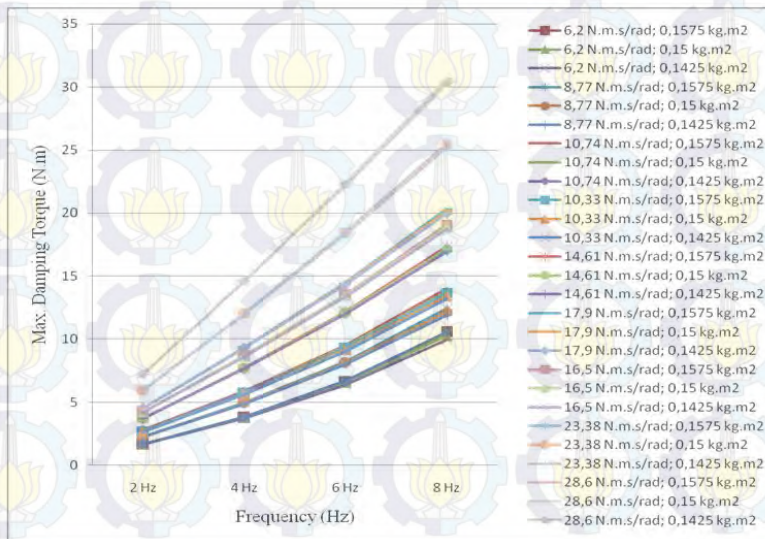
Dan terlihat pada grafik bahwa setiap puncak dari torsi redam terhadap perpindahan, kecepatan dan percepatan letaknya berpindah. Hal sesuai dengan rumus torsi redam (persamaan (4.1)) yang dibentuk menjadi diagram blok pada gambar 4.5 (Diagram blok dari sistem *Torsional Vibration Absorber*), input *sinusoidal* yaitu sinus diturunkan menjadi kecepatan (cosinus) kemudian diturunkan lagi menjadi percepatan (minus sinus). Hal ini mengakibatkan penyimpangan titik puncak dari posisi awal, dimana akan bergerak 90^0 untuk kecepatan kemudian bergerak 180^0 untuk percepatan.

Pada tabel 5.3 data nilai torsi redam yang dihasilkan sesuai dengan gambar 5.2. Dari data tersebut, dibuat grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap momen inersia (J_F) pada masing-masing koefisien redam torsional (c_F), yaitu pada gambar 5.3. Dalam tabel 5.3 dan gambar 5.3 hanya dituliskan maksimum torsi redam untuk kondisi putaran *Clock Wise* (CW) yaitu nilai positif. Karena nilai maksimum torsi redam untuk kondisi putaran *Counter Clock Wise* (CCW) yaitu nilai negatif, besarnya sama.

Tabel 5.3 Nilai torsi redam maksimum (putaran CW) untuk momen inersia ($J_F = 0,1575\text{-}0,1425 \text{ kg.m}^2$) pada masing-masing koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$)

Koefisien Redam Torsional (c_F)	Momen Inersia (J_F)	Torsi Redam			
		2 Hz	4 Hz	6 Hz	8 Hz
6,2 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	1,68 N.m	3,81 N.m	6,68 N.m	10,56 N.m
	0,15 kg.m ²	1,66 N.m	3,76 N.m	6,54 N.m	10,26 N.m
	0,1425 kg.m ²	1,65 N.m	3,71 N.m	6,40 N.m	9,95 N.m
8,77 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	2,29 N.m	4,96 N.m	8,23 N.m	12,42 N.m
	0,15 kg.m ²	2,29 N.m	4,92 N.m	8,11 N.m	12,16 N.m
	0,1425 kg.m ²	2,28 N.m	4,88 N.m	8,00 N.m	11,90 N.m
10,74 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	2,78 N.m	5,88 N.m	9,53 N.m	14,00 N.m
	0,15 kg.m ²	2,77 N.m	5,85 N.m	9,41 N.m	13,75 N.m
	0,1425 kg.m ²	2,76 N.m	5,81 N.m	9,30 N.m	13,50 N.m
10,33 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	2,68 N.m	5,69 N.m	9,26 N.m	13,67 N.m
	0,15 kg.m ²	2,67 N.m	5,63 N.m	9,14 N.m	13,42 N.m
	0,1425 kg.m ²	2,66 N.m	5,61 N.m	9,03 N.m	13,17 N.m

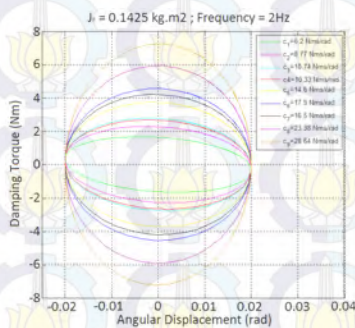
14,61 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	3,73 N.m	7,73 N.m	12,17 N.m	17,35 N.m
	0,15 kg.m ²	3,72 N.m	7,70 N.m	12,09 N.m	17,14 N.m
	0,1425 kg.m ²	3,72 N.m	7,67 N.m	12,00 N.m	16,95 N.m
17,9 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	4,55 N.m	9,35 N.m	14,51 N.m	20,34 N.m
	0,15 kg.m ²	4,55 N.m	9,32 N.m	14,42 N.m	20,15 N.m
	0,1425 kg.m ²	4,54 N.m	9,30 N.m	14,33 N.m	19,96 N.m
16,5 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	4,21 N.m	8,68 N.m	13,54 N.m	19,09 N.m
	0,15 kg.m ²	4,20 N.m	8,65 N.m	13,45 N.m	18,90 N.m
	0,1425 kg.m ²	4,20 N.m	8,62 N.m	13,36 N.m	18,71 N.m
23,38 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	5,92 N.m	12,05 N.m	18,48 N.m	25,49 N.m
	0,15 kg.m ²	5,92 N.m	12,02 N.m	18,42 N.m	25,35 N.m
	0,1425 kg.m ²	5,92 N.m	11,99 N.m	18,36 N.m	25,21 N.m
28,6 N.m.s/rad	0,1575 kg.m ²	7,24 N.m	14,63 N.m	22,36 N.m	30,57 N.m
	0,15 kg.m ²	7,24 N.m	14,61 N.m	22,30 N.m	30,44 N.m
	0,1425 kg.m ²	7,24 N.m	14,59 N.m	22,24 N.m	30,31 N.m



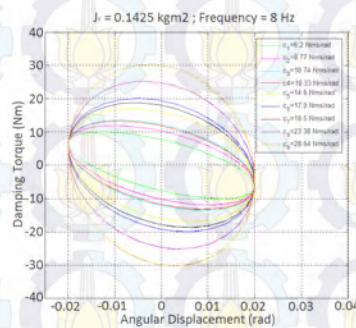
Gambar 5.3 Grafik pengaruh variasi frekuensi terhadap momen inersia ($J_F = 0,1575-0,1425 \text{ kg.m}^2$) pada masing-masing koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$)

Dari gambar 5.3, dapat dilihat pada setiap pasangan momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) memiliki *trend line* yang sama, yaitu semakin besar frekuensi, maka torsi redam yang dihasilkan semakin besar. Hal sesuai dengan dasar teori yaitu frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan, kecepatan maupun percepatan, kemudian perpindahan, kecepatan maupun percepatan juga berbanding lurus dengan torsi redam yang dihasilkan. Dan sesuai dengan rumus matematis pada masing-masing momen inersia (J_F) juga dapat dilihat bahwa semakin besar momen inersia maka semakin besar torsi redam yang dihasilkan, namun karena besar torsi redam tidak berbeda jauh maka hasil dari plot grafik berhimpit. Dan terlihat semakin besar variasi koefisien redam torsional (c_F) maka torsi redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini sesuai dengan rumus pada sistem *Torsional Vibration Absorber* yang digunakan (persamaan (4.1)).

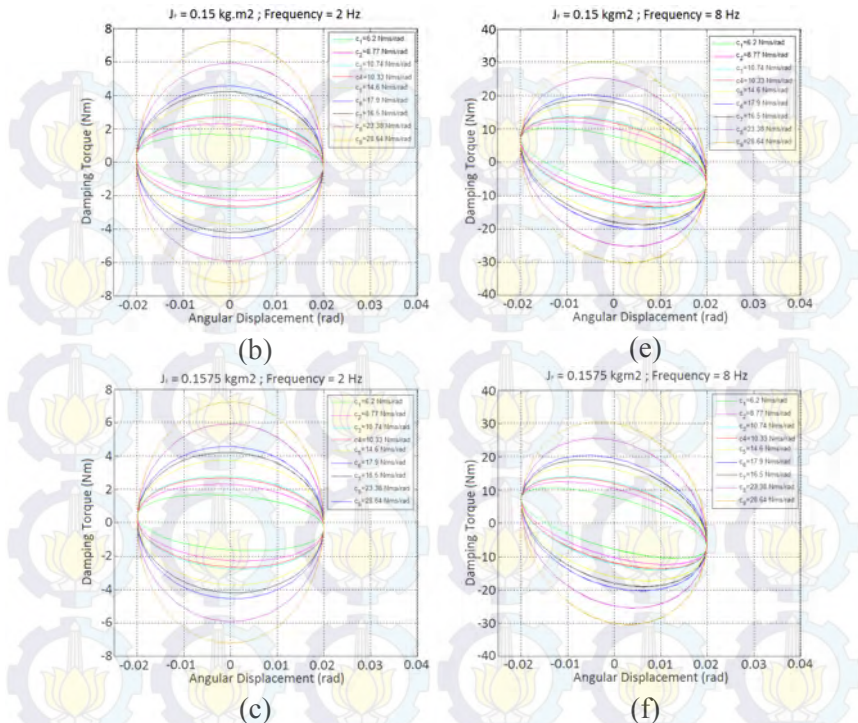
Untuk lebih jelasnya dilakukan simulasi dan dapat dilihat pada gambar 5.4 yaitu perbandingan variasi koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) pada masing-masing momen inersia ($J_F = 0,1575 - 0,1425 \text{ kg.m}^2$) dengan frekuensi paling kecil 2 Hz dan frekuensi paling besar 8 Hz.



(a)



(d)



Gambar 5.4 Grafik respon torsi redam terhadap perpindahan pada pasangan momen inersia (a-d) $J_F = 0,1575 \text{ kg.m}^2$ (b-e) $J_F = 0,15 \text{ kg.m}^2$ (c-f) $J_F = 0,1425 \text{ kg.m}^2$ dengan masing-masing koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) pada frekuensi 2 Hz & 8 Hz

Gambar 5.4 merupakan grafik respon torsi redam terhadap perpindahan pada pasangan momen inersia (a-d) $J_F = 0,1575 \text{ kg.m}^2$ (b-d) $J_F = 0,15 \text{ kg.m}^2$ (c-f) $J_F = 0,1425 \text{ kg.m}^2$ dan masing-masing koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) dengan frekuensi paling kecil 2 Hz dan frekuensi paling besar 8 Hz.

Pada grafik respon torsi redam terhadap perpindahan terlihat jelas bahwa semakin besar frekuensi, maka gaya redam semakin

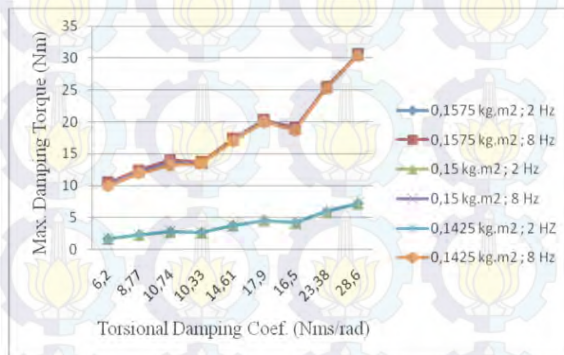
besar. Dan semakin besar koefisien redam torsional (c_F) dengan momen inersia (J_F) dan frekuensi yang sama, besar torsi redam yang dihasilkan semakin besar juga. Dan grafik yang dimunculkan dari perpindahan terhadap torsi redam akan menghasilkan luasan besar energi yang diredam oleh sistem.

Pada tabel 5.4 data nilai torsi redam yang dihasilkan sesuai dengan gambar 5.4. Dari data tersebut, dibuat grafik pengaruh variasi koefisien redam torsional (c_F) terhadap masing-masing momen inersia (J_F) pada frekuensi paling kecil 2 Hz dan frekuensi paling besar 8 Hz, yaitu pada gambar 5.5. Dalam tabel 5.4 dan gambar 5.5 hanya dituliskan maksimum torsi redam untuk kondisi putaran *Clock Wise* (CW) yaitu nilai positif. Karena nilai maksimum torsi redam untuk kondisi putaran *Counter Clock Wise* (CCW) yaitu nilai negatif, besarnya sama.

Tabel 5.4 Nilai torsi redam maksimum (putaran CW) untuk koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64 \text{ N.m.s/rad}$) pada masing-masing momen inersia ($J_F = 0,1575\text{-}0,1425 \text{ kg.m}^2$) dengan frekuensi paling kecil 2 Hz dan paling besar 8 Hz

Momen Inersia (J_F)	Koefisien Redam Torsional (c_F)	2 Hz	8 Hz
0,1575 kg.m ²	6,2 N.m.s/rad	1,68 N.m	10,56 N.m
	8,77 N.m.s/rad	2,29 N.m	12,42 N.m
	10,74 N.m.s/rad	2,78 N.m	14,00 N.m
	10,33 N.m.s/rad	2,68 N.m	13,67 N.m
	14,61 N.m.s/rad	3,73 N.m	17,35 N.m
	17,9 N.m.s/rad	4,55 N.m	20,34 N.m
	16,5 N.m.s/rad	4,21 N.m	19,09 N.m
	23,38 N.m.s/rad	5,92 N.m	25,49 N.m
	28,6 N.m.s/rad	7,24 N.m	30,57 N.m
0,15 kg.m ²	6,2 N.m.s/rad	1,66 N.m	10,26 N.m
	8,77 N.m.s/rad	2,29 N.m	12,16 N.m
	10,74 N.m.s/rad	2,77 N.m	13,75 N.m
	10,33 N.m.s/rad	2,67 N.m	13,42 N.m
	14,61 N.m.s/rad	3,72 N.m	17,14 N.m
	17,9 N.m.s/rad	4,55 N.m	20,15 N.m
	16,5 N.m.s/rad	4,20 N.m	18,90 N.m
	23,38 N.m.s/rad	5,92 N.m	25,35 N.m
	28,6 N.m.s/rad	7,24 N.m	30,44 N.m

0,1425 kg.m ²	6,2 N.m.s/rad	1,65 N.m	9,95 N.m
	8,77 N.m.s/rad	2,28 N.m	11,90 N.m
	10,74 N.m.s/rad	2,76 N.m	13,17 N.m
	10,33 N.m.s/rad	2,66 N.m	13,50 N.m
	14,61 N.m.s/rad	3,72 N.m	16,95 N.m
	17,9 N.m.s/rad	4,54 N.m	19,96 N.m
	16,5 N.m.s/rad	4,20 N.m	18,71 N.m
	23,38 N.m.s/rad	5,92 N.m	25,21 N.m
	28,6 N.m.s/rad	7,24 N.m	30,31 N.m



Gambar 5.5 Grafik pengaruh variasi koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64$ N.m.s/rad) terhadap masing-masing momen inersia ($J_F = 0,1575 - 0,1425$ kg.m²) dengan frekuensi paling kecil 2 Hz dan paling besar 8 Hz

Dari gambar 5.5, dapat dilihat pada setiap pasangan momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) memiliki *trend line* yang sama, yaitu semakin besar frekuensi, maka torsi redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini dikarenakan frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan, kemudian perpindahan juga berbanding lurus dengan torsi redam yang dihasilkan. Pada masing-masing koefisien redam torsional (c_F) juga dapat dilihat bahwa semakin besar koefisien redam torsional dengan frekuensi yang sama maka semakin besar torsi redam yang dihasilkan. Dan juga pada variasi momen inersia (J_F) dapat dilihat bahwa *trend line* grafik terlihat sama semua, yaitu semakin besar momen

inersia maka semakin besar torsi redam yang dihasilkan. Namun karena besar torsi redam yang dihasilkan tidak berbeda jauh maka hasil dari plot grafik berhimpit. Hal ini sesuai dengan rumus pada sistem *Torsional Vibration Absorber* yang digunakan (persamaan (4.1)).

Untuk pemilihan pasangan momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) yang digunakan pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, yaitu dipilih pasangan momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) yang dapat menghasilkan gaya redam yang paling besar, yaitu momen inersia (J_F) $0,1575 \text{ kg.m}^2$ dan koefisien redam torsional (c_F) $28,6 \text{ N.m.s/rad}$ pada masing-masing konstanta pegas torsional (k_F) dalam kondisi sistem *Torsional Vibration Absorber* putaran *Clock Wise* (CW) maupun putaran *Counter Clock Wise* (CCW).

5.2 Pengaruh Perubahan *Damping Ratio* (ζ) terhadap Koefisien Redam Torsional (c_F) dan Torsi Redam yang dihasilkan

Dapat diketahui bahwa dari variasi *damping ratio* (ζ) didapatkan variasi koefisien redam torsional (c_F). Nilai koefisien redam torsional (c_F) didapat dari $\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c_F}{2J_F\sqrt{\frac{k_F}{J_F}}}$, dimana c

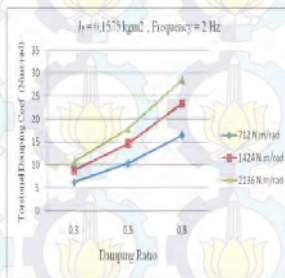
adalah nilai c_F yang dicari dan k_F yang digunakan adalah 712 N.m/rad , 1424 N.m/rad dan 2136 N.m/rad untuk setiap J_F $0,1575 \text{ kg.m}^2$, $0,15 \text{ kg.m}^2$ dan $0,1425 \text{ kg.m}^2$. Dan didapatkan nilai koefisien redam torsional (c_F) pada *damping ratio* (ζ) = $0,3$ adalah $6,2 \text{ N.m.s/rad}$, $8,77 \text{ N.m.s/rad}$ dan $10,74 \text{ N.m.s/rad}$. Pada *damping ratio* (ζ) = $0,5$ adalah $10,33 \text{ N.m.s/rad}$, $14,61 \text{ N.m.s/rad}$ dan $17,9 \text{ N.m.s/rad}$. Serta *damping ratio* (ζ) = $0,8$ adalah $16,5 \text{ N.m.s/rad}$, $23,38 \text{ N.m.s/rad}$ dan $28,64 \text{ N.m.s/rad}$.

Dari variasi koefisien redam torsional (c_F) tersebut dapat dilihat dalam simulasi respon torsi redam terhadap perpindahan sesuai gambar 5.4(a) dengan momen inersia (J_F) sama yaitu $0,1575 \text{ kg.m}^2$ dan frekuensi sama yaitu 2 Hz , torsi redam yang dihasilkan semakin besar. Dan hasil dari variasi koefisien redam

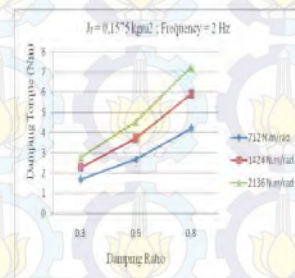
torsional (c_F) yang didapat dari *damping ratio* (ζ) terhadap torsi redam dapat dilihat pada tabel 5.4. Dari data tersebut, dibuat grafik pengaruh variasi *damping ratio* (ζ) terhadap koefisien redam torsional (c_F) dan torsi redam, yaitu pada gambar 5.6.

Tabel 5.5 Nilai torsi redam dan koefisien redam torsional ($c_F = 6,2-28,64$ N.m.s/rad) pada masing-masing *damping ratio* ($\zeta = 0,3; 0,5; 0,8$) dan konstan pegas torsional ($k_F = 712-2136$ N.m/rad) dengan momen inersia (J_F) $0,1575 \text{ kg.m}^2$ dan frekuensi 2 Hz

Damping Ratio (ζ)	Konstanta Pegas Torsional (k_F)	Koefisien Redam Torsional (c_F)	Torsi Redam Kondisi CW
0,3	712 N.m/rad	6,2 N.m.s/rad	1,68 N.m
	1424 N.m/rad	8,77 N.m.s/rad	2,29 N.m
	2136 N.m/rad	10,74 N.m.s/rad	2,78 N.m
0,5	712 N.m/rad	10,33 N.m.s/rad	2,68 N.m
	1424 N.m/rad	14,61 N.m.s/rad	3,73 N.m
	2136 N.m/rad	17,9 N.m.s/rad	4,55 N.m
0,8	712 N.m/rad	16,5 N.m.s/rad	4,21 N.m
	1424 N.m/rad	23,38 N.m.s/rad	5,92 N.m
	2136 N.m/rad	28,64 N.m.s/rad	7,24 N.m



(a)



(b)

Gambar 5.6 Grafik pengaruh variasi *damping ratio* ($\zeta = 0,3; 0,5; 0,8$) terhadap (a) koefisien redam torsional ($c_F = 6,2 - 28,64$ N.m.s/rad) dan (b) torsi redam pada masing-masing konstanta pegas torsional ($k_F = 712-2136$ N.m/rad) dengan momen inersia ($J_F = 0,1575 \text{ kg.m}^2$) dan frekuensi 2 Hz

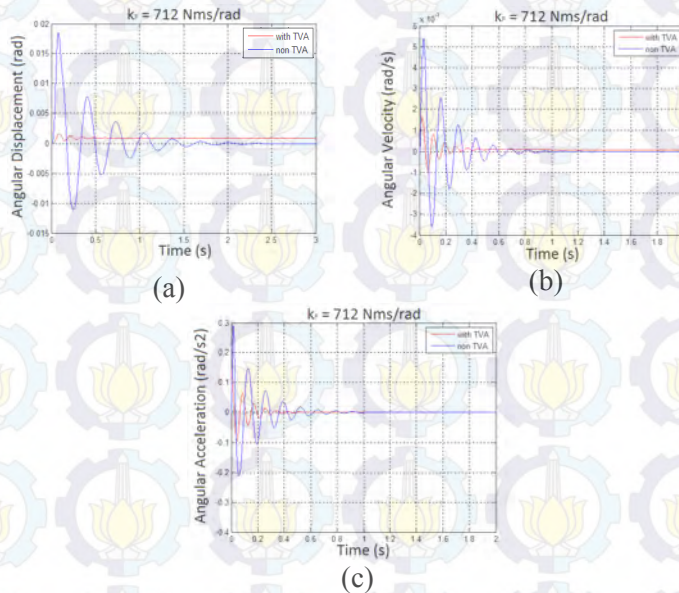
Dari gambar 5.6, dapat dilihat pada gambar 5.6 (a) setiap konstanta pegas torsional (k_F) memiliki *trend line* yang sama, yaitu semakin besar *damping ratio* (ζ) maka koefisien redam torsional (c_F) yang dihasilkan semakin besar. Hal ini dikarenakan koefisien redam torsional (c_F) berbanding lurus dengan *damping ratio* (ζ). Kemudian untuk gambar 5.6 (b) setiap konstanta pegas torsional (k_F) memiliki *trend line* yang sama juga, yaitu semakin besar *damping ratio* (ζ) maka torsi redam yang dihasilkan semakin besar. Hal ini dikarenakan koefisien redam torsional (c_F) berbanding lurus dengan *damping ratio* (ζ), dan koefisien redam torsional (c_F) berbanding lurus dengan torsi redam. Hal ini sesuai dengan rumus dari *damping ratio* (ζ), yaitu $\zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c_F}{2J_F \sqrt{\frac{k_F}{J_F}}}$. Dan sesuai dengan rumus pada sistem *Torsional Vibration Absorber* yang digunakan (persamaan (4.1)).

5.3 Perbandingan Respon Dinamis Sistem Penggerak *Drivetrain* dengan dan tanpa Penambahan *Torsional Vibration Absorber*

Setelah dilakukan simulasi pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, sistem *Torsional Vibration Absorber* tersebut diaplikasikan pada sistem penggerak *drivetrain* dengan input yang digunakan, yaitu input *bump modified*. Untuk sistem *Torsional Vibration Absorber* tersebut digunakan spesifikasi pada sistem *Torsional Vibration Absorber*, yaitu momen inersia (J_F) 0,1575 kg.m², koefisien redam torsional (c_F) 28,6 N.m.s/rad dan variasi konstanta pegas torsional (k_F) adalah 712 N.m/rad, 1424 N.m/rad dan 2136 N.m/rad. Parameter tersebut diambil karena merupakan parameter yang paling besar. Hal ini sesuai dengan rumus torsi redam (persamaan (4.1)), yaitu torsi redam berbanding lurus dengan momen inersia dan koefisien redam torsional. Dimana parameter-parameter yang disimulasikan terlihat pada tabel 5.6.

Tabel 5.6 Parameter yang digunakan saat simulasi respon dinamis pada pasangan momen inersia (J_F) dan koefisien redam torsional (c_F) dengan variasi masing-masing konstanta pegas torsional (k_F)

Momen Inersia (J_F)	Koefisien Redam Torsional (c_F)	Konstanta Pegas Torsional (k_F)
0,1575 kg.m ²	28,6 N.m.s/rad	712 N.m/rad
		1424 N.m/rad
		2136 N.m/rad

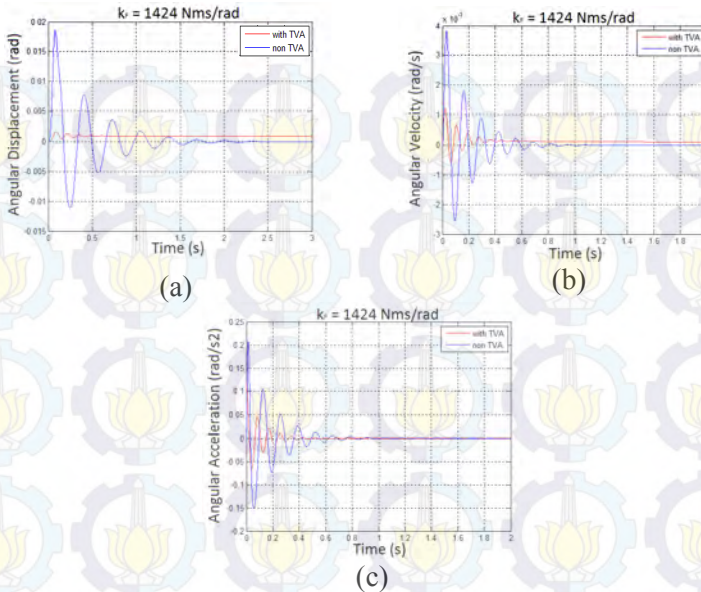


Gambar 5.7 Grafik perbandingan respon perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) pada momen inersia beban (*wheel*) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap waktu dengan konstanta pegas torsional ($k_F = 712$ N.m/rad) serta input *bump modified*

Gambar 5.7 merupakan grafik perbandingan respon dinamis sistem penggerak *drivetrain* berupa perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) pada momen inersia beban (*wheel*) dengan

dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap waktu dengan konstanta pegas torsional ($k_F = 712$ N.m/rad) serta input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat pada sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 0,6 detik. Sedangkan pada sistem penggerak *drivetrain* tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* respon *transient* terjadi tidak sama, yaitu 2,5 detik untuk perpindahan, 1,2 detik untuk kecepatan dan 1 detik untuk percepatan. Pada grafik respon perpindahan 5.16 (a), nilai maksimum perpindahan, yaitu sebesar 0,002 rad untuk dengan TVA dan 0,018 rad untuk tanpa TVA. Pada grafik respon kecepatan 5.16 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0015 rad/s untuk dengan TVA dan 0,0055 rad/s untuk tanpa TVA. Pada grafik respon percepatan 5.16 (c) nilai maksimum percepatan sebesar 0,15 rad/s² untuk dengan TVA dan 0,3 rad/s² untuk tanpa TVA. Pada ketiga grafik di atas terlihat bahwa nilai maksimum perpindahan, kecepatan, dan percepatan terbesar terjadi pada sistem penggerak *drivetrain* tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*, namun pencapaian kondisi *steady state* lebih lama.

Dari penambahan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* pada simulasi, didapatkan hasil dari respon *transient* perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran pada beban (*wheel*) lebih besar ketika tanpa dilakukan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Dan hasil dari nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran pada beban (*wheel*) lebih besar ketika tanpa dilakukan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Maka dapat dikatakan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dapat meredam nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran pada beban (*wheel*) dan dapat membuat sistem lebih cepat untuk mencapai kondisi *steady state*.

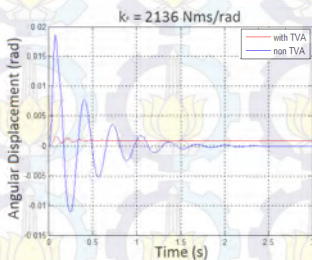


Gambar 5.8 Grafik perbandingan respon perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) pada momen inersia beban (*wheel*) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap waktu dengan konstanta pegas torsional ($k_F = 1424$ N.m/rad) serta input *bump modified*

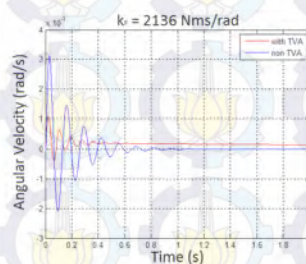
Gambar 5.8 merupakan grafik perbandingan respon dinamis sistem penggerak *drivetrain* berupa perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) pada momen inersia beban (*wheel*) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap waktu dengan konstanta pegas torsional ($k_F = 1424$ N.m/rad) serta input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat pada sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 0,7 detik. Sedangkan pada sistem penggerak *drivetrain* tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* respon *transient* terjadi tidak sama, yaitu 2,5 detik untuk perpindahan, 1,2 detik untuk

kecepatan dan 1 detik untuk percepatan. Pada grafik respon perpindahan 5.17 (a), nilai maksimum perpindahan, yaitu sebesar 0,0018 rad untuk dengan TVA dan 0,018 rad untuk tanpa TVA. Pada grafik respon kecepatan 5.17 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0011 rad/s untuk dengan TVA dan 0,0039 rad/s untuk tanpa TVA. Pada grafik respon percepatan 5.17 (c) nilai maksimum percepatan sebesar 0,13 rad/s² untuk dengan TVA dan 0,21 rad/s² untuk tanpa TVA. Pada ketiga grafik di atas terlihat bahwa nilai maksimum perpindahan, kecepatan, dan percepatan terbesar terjadi pada sistem penggerak *drivetrain* tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*, namun pencapaian kondisi *steady state* lebih lama.

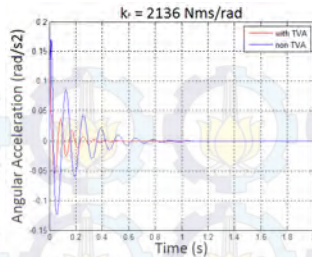
Dari penambahan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* pada simulasi, didapatkan hasil dari respon *transient* perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran pada beban (*wheel*) lebih besar ketika tanpa dilakukan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Dan hasil dari nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran pada beban (*wheel*) lebih besar ketika tanpa dilakukan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Maka dapat dikatakan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dapat meredam nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran pada beban (*wheel*) dan dapat membuat sistem lebih cepat untuk mencapai kondisi *steady state*.



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.9 Grafik perbandingan respon perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) pada momen inersia beban (*wheel*) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap waktu dengan konstanta pegas torsional ($k_F = 2136 \text{ N.m/rad}$) serta input *bump modified*

Gambar 5.9 merupakan grafik perbandingan respon dinamis sistem penggerak *drivetrain* berupa perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) pada momen inersia beban (*wheel*) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap waktu dengan konstanta pegas torsional ($k_F = 2136 \text{ N.m/rad}$) serta input *bump modified*. Dari ketiga grafik tersebut respon *transient* yang didapat pada sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* hampir sama, yaitu mencapai kondisi *steady state* sebelum 0,8 detik. Sedangkan pada sistem penggerak *drivetrain* tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* respon *transient* terjadi tidak sama, yaitu 2,5 detik untuk perpindahan, 1,2 detik untuk kecepatan dan 1 detik untuk percepatan. Pada grafik respon perpindahan 5.18 (a), nilai maksimum perpindahan, yaitu sebesar 0,0016 rad untuk dengan TVA dan 0,018 rad untuk tanpa TVA. Pada grafik respon kecepatan 5.18 (b) nilai maksimum kecepatan sebesar 0,0010 rad/s untuk dengan TVA dan 0,0030 rad/s untuk tanpa TVA. Pada grafik respon percepatan 5.18 (c) nilai maksimum percepatan sebesar 0,1 rad/s² untuk dengan TVA dan 0,17 rad/s² untuk tanpa TVA. Pada ketiga grafik di atas terlihat bahwa nilai maksimum perpindahan, kecepatan, dan percepatan

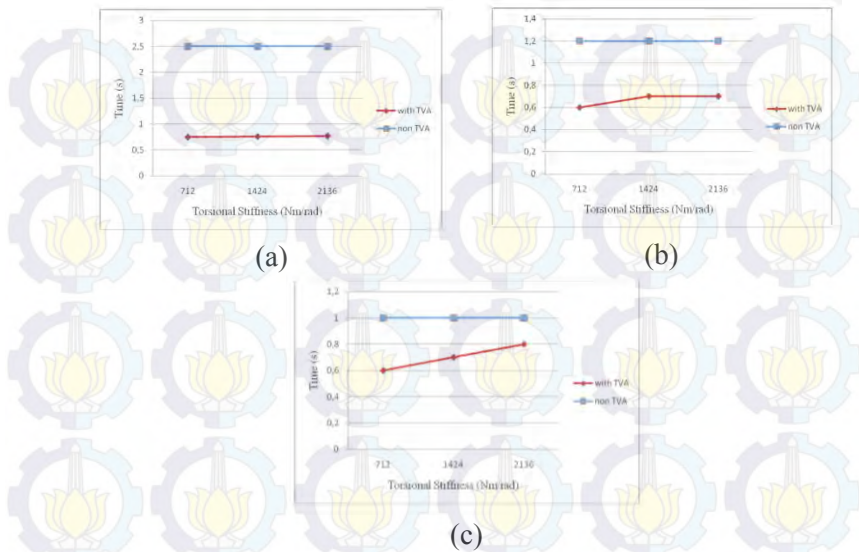
terbesar terjadi pada sistem penggerak *drivetrain* tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*, namun pencapaian kondisi *steady state* lebih lama.

Dari penambahan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* pada simulasi, didapatkan hasil dari respon *transient* perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran pada beban (*wheel*) lebih besar ketika tanpa dilakukan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Dan hasil dari nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran pada beban (*wheel*) lebih besar ketika tanpa dilakukan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Maka dapat dikatakan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* dapat meredam nilai perpindahan, kecepatan dan percepatan getaran pada beban (*wheel*) dan dapat membuat sistem lebih cepat untuk mencapai kondisi *steady state*.

Pada tabel 5.7 data *settling time* yang dihasilkan sesuai dengan gambar 5.7 sampai 5.9. Dari data tersebut, dibuat grafik pengaruh variasi konstanta pegas torsional (k_F) terhadap *settling time* dengan dan tanpa penambahann sistem *Torsional Vibration Absorber*, yaitu pada gambar 5.10.

Tabel 5.7 Nilai *settling time* pada perpindahan, kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing konstanta pegas torsional (k_F)

Momen Inersia (J_F)	Koefisien Redam Torsional (c_F)	Konstanta Pegas Torsional (k_F)	Posisi	Displacement	Velocity	Acceleration	Damping Effect
0,1575 kg.m ²	28,6 N.m.s/rad	712 N.m/rad	with TVA	0,75 s	0,6 s	0,6 s	40-70 %
			non TVA	2,5 s	1,2 s	1 s	
		1424 N.m/rad	with TVA	0,76 s	0,7 s	0,7 s	30-70 %
			non TVA	2,5 s	1,2 s	1 s	
		2136 N.m/rad	with TVA	0,77 s	0,7 s	0,8 s	20-70 %
			non TVA	2,5 s	1,2 s	1 s	



Gambar 5.10 Perbandingan nilai *settling time* pada perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing konstanta pegas torsional (k_F)

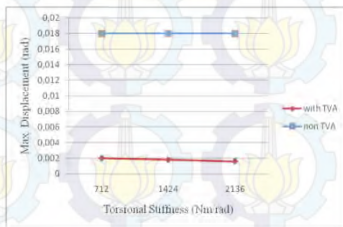
Dari gambar 5.10, dapat dilihat pada sistem penggerak *drivetrain* tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* (*non TVA*) memiliki *trend line* yang cenderung konstan, yaitu besar waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kondisi *steady state* terhadap variasi konstanta pegas torsional (k_F) sama besar. Hal ini dikarenakan konstanta pegas torsional (k_F) dan parameter lainnya pada sistem *Torsional Vibration Absorber* tidak mempengaruhi getaran yang terjadi sehingga waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kondisi *steady state* terhadap konstanta pegas torsional (k_F) cenderung sama. Sedangkan sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* (*with TVA*) memiliki *trend line* yang cenderung naik, yaitu semakin besar

waktu yang dibutuhkan untuk mencapai kondisi *steady state* maka konstanta pegas torsional (k_F) semakin besar juga. Hal ini dikarenakan konstanta pegas torsional (k_F) yang semakin besar malah akan membuat sistem lebih lama mencapai kondisi *steady state*. Maka semakin besar konstanta pegas torsional (k_F) yang diberikan, respon *transient* akan semakin lama sehingga kondisi *steady state* akan lama untuk dicapai. Dan dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*, sistem penggerak *drivetrain* akan lebih cepat mencapai kondisi *steady*. Dan dapat dilihat bahwa respon *transient* pada sistem dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* terjadi lebih cepat sehingga cepat mencapai kondisi *steady state*. Serta efek redaman yang terjadi dibuktikan dengan besar prosentase dari pengurangan *settling time* adalah 20-70%. Sehingga hal ini dapat membuktikan bahwa energi yang diserap dari torsi redam akan lebih maksimal jika konstanta pegas torsional (k_F) yang diberikan tidak besar, karena dalam rumus torsi redam (persamaan (4.1)) konstanta pegas torsional tidak masuk dalam perhitungan dan pegas yang ada malah akan memberikan torsi tambahan terhadap sistem dan mengurangi besar torsi redam. Dan besarnya *settling time* berbanding terbalik dengan besarnya *damping ratio* (ζ), serta semakin besar *damping ratio* (ζ) yang diberikan sehingga torsi redam semakin besar maka semakin cepat mencapai kondisi *steady state*. Sesuai dengan rumus $x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi)$.

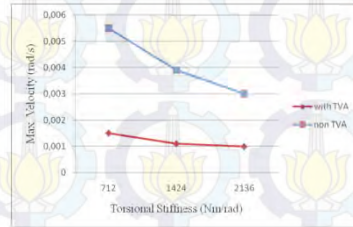
Selanjutnya pada tabel 5.8 data nilai maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan yang dihasilkan sesuai dengan gambar 5.7 sampai 5.9. Dari data tersebut, dibuat grafik pengaruh variasi konstanta pegas torsional (k_F) terhadap nilai maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahannya sistem *Torsional Vibration Absorber*, yaitu pada gambar 5.11.

Tabel 5.8 Nilai maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan dengan dan tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing konstanta pegas torsional (k_F)

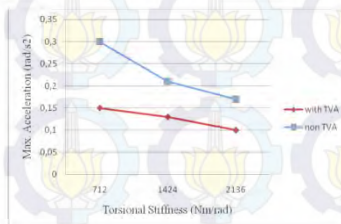
Momen Inersia (J_F)	Koefisien Redam Torsional (c_F)	Konstanta Pegas Torsional (k_F)	Posisi	Displacement (rad)	Velocity (rad/m)	Acceleration (rad/m ²)	Damping Effect
0,1575 kg.m ²	28,6 N.m.s/rad	712 N.m/rad	with TVA	0,0020	0,0015	0,15	50-89 %
			non TVA	0,018	0,0055	0,30	
		1424 N.m/rad	with TVA	0,0018	0,0011	0,13	38-90 %
			non TVA	0,018	0,0039	0,21	
		2136 N.m/rad	with TVA	0,0016	0,0010	0,10	42-91 %
			non TVA	0,018	0,0030	0,17	



(a)



(b)



(c)

Gambar 5.11 Perbandingan nilai maksimum pada perpindahan (a), kecepatan (b) dan percepatan (c) dengan dan tanpa

penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* terhadap masing-masing konstanta pegas torsional (k_F)

Dari gambar 5.11, dapat dilihat pada sistem penggerak *drivetrain* tanpa penambahan *Torsional Vibration Absorber* (*non TVA*) memiliki *trend line* konstan pada perpindahan dan turun pada kecepatan dan percepatan, yaitu semakin besar variasi konstanta pegas torsional (k_F) maka maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan semakin kecil. Hal ini dikarenakan konstanta pegas torsional (k_F) yang semakin kecil maka getaran awal yang terjadi akan lebih besar dan akan kembali pada kondisi *steady state* lebih cepat. Sedangkan sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* (*with TVA*) memiliki *trend line* yang cenderung turun juga, yaitu semakin besar variasi konstanta pegas torsional (k_F) maka maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan semakin kecil. Hal ini dikarenakan konstanta pegas torsional (k_F) yang semakin kecil maka getaran awal yang terjadi akan lebih besar dan akan kembali pada kondisi *steady state* lebih cepat. Dan dapat dilihat bahwa besar nilai maksimum pada sistem dengan penambahan *Torsional Vibration Absorber* terjadi lebih kecil. Serta efek redaman yang terjadi dibuktikan dengan besar prosentase dari pengurangan *overshoot* adalah 38-91%. Sehingga hal ini dapat membuktikan bahwa energi yang diserap dari torsi redam akan lebih maksimal jika konstanta pegas torsional (k_F) yang diberikan tidak besar, karena dalam rumus torsi redam (persamaan (4.1)) konstanta pegas torsional tidak masuk dalam perhitungan dan pegas yang ada malah akan memberikan torsi tambahan terhadap sistem dan mengurangi besar torsi redam. Dan besarnya *overshoot* berbanding terbalik dengan besarnya *damping ratio* (ζ), serta semakin besar *damping ratio* (ζ) yang diberikan sehingga torsi redam semakin besar maka nilai maksimum akan lebih kecil. Sesuai dengan rumus $x(t) = e^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi)$.

BAB VI

KESIMPULAN DAN SARAN

6.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis pada sistem *Torsional Vibration Absorber* dan sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*, maka dapat disimpulkan bahwa:

1. Semakin besar frekuensi, maka torsi redam yang dihasilkan akan semakin besar. Hal ini dikarenakan frekuensi berbanding lurus dengan perpindahan, kecepatan maupun percepatan, kemudian perpindahan, kecepatan maupun percepatan juga berbanding lurus dengan torsi redam yang dihasilkan.
2. Semakin besar momen inersia dan koefisien redam torsional, maka akan semakin besar torsi redam yang dihasilkan. Hal ini sesuai dengan rumus torsi redam yang digunakan, yaitu momen inersia dan koefisien redam torsional berbanding lurus dengan torsi redam yang dihasilkan.
3. Pada sistem penggerak *drivetrain* dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*, terlihat bahwa semakin kecil nilai konstanta pegas torsional yang diberikan maka akan *settling time* yang terjadi akan semakin cepat. Hal ini sesuai, karena dalam rumus torsi redam konstanta pegas torsional tidak masuk dalam perhitungan. Dan ini akan malah menambah torsi yang terjadi pada sistem dan mengurangi torsi redam. Sedangkan semakin kecil nilai konstanta pegas torsional yang diberikan maka akan *overshoot* yang terjadi akan semakin besar. Hal ini dikarenakan konstanta pegas torsional yang semakin kecil maka getaran awal yang terjadi akan lebih besar dan akan kembali pada kondisi *steady state* lebih cepat.

4. Dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* akan membuat respon *transient* terjadi lebih cepat sehingga lebih cepat untuk mencapai kondisi *steady state* dibanding tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Dengan waktu mencapai *steady state* 20 – 70 % lebih cepat dengan adanya penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Hal ini sesuai dengan rumus respon total $x(t)$, yaitu besarnya *settling time* berbanding terbalik dengan besarnya *damping ratio* (ζ), dan semakin besar *damping ratio* (ζ) yang diberikan sehingga torsi redam semakin besar maka semakin cepat mencapai kondisi *steady state*.
5. Dengan penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber* pada sistem penggerak *drivetrain* akan membuat maksimum perpindahan, kecepatan dan percepatan lebih rendah sehingga lebih cepat untuk mencapai kondisi *steady state* dibanding tanpa penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Dengan pengurangan angka maksimum 38 - 91 % lebih rendah dengan adanya penambahan sistem *Torsional Vibration Absorber*. Hal ini sesuai dengan rumus respon total $x(t)$, yaitu besarnya *overshoot* berbanding terbalik dengan besarnya *damping ratio* (ζ), serta semakin besar *damping ratio* (ζ) yang diberikan sehingga torsi redam semakin besar maka nilai maksimum akan lebih kecil.

6.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mencoba pasangan momen inersia dan koefisien redam torsional selain 0,1575 kg.m² dengan 28,6 N.m.s/rad. Dan

mencoba konstanta pegas torsional yang lebih sesuai selain 712 N.m/rad.

2. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk menggunakan mekanisme sistem *Torsional Vibration Absorber* yang berbeda dan lebih maksimal.
3. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mengaplikasikan sistem *Torsional Vibration Absorber* ini pada mobil selain dengan kapasitas *engine* 1200 cc.
4. Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk melakukan pengujian dan membuat *prototype* sederhana sehingga dapat membandingkan hasil simulasi dengan hasil pengujian.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Fidlin, R. Seebacher. 2006. **DMF Simulation Techniques 8th edition page 55-71**. LuK symposium.
- [2] Chunfeng, Lv. 2008. **The Characteristic Study on Torsion Vibration of Dual Mass Flywheel and Its Simulation Analysis**. China : Shanghai Jiaotong University.
- [3] Chungfeng, Lv. 2008. **The Characteristic Study on Torsion Vibration of Dual Mass Flywheel and Its Simulation Analyst**. China : Shanghai Jiaotong University.
- [4] Demin Chen, Jinhao Xu, Xiaofei Shi dan Yueyin Ma. 2012. **Experimental Study on Torsional Vibration of Dual Mass Flywheel**. China : Academy of Armored Forces Engineering Institute Beijing.
- [5] Demin Chen, Xiaofei Shi dan Guoqiang Liu. 2012. **Design and Simulation Study of a New Type of Dual Mass Flywheel**. China : Academy of Armored Forces Engineering Institute Beijing.
- [6] Donghui, Wang. 2005. **Analysis of the Torsion Vibration of the Vehicle Powertrain with the dual mass flywheel**. China : Jilin University.
- [7] Ewins, D. J. 1994. **Modal testing: theory, practice, and application**. Michigan : Research Studies Press, Michigan University.
- [8] http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1678-58782006000300007
- [9] I Nyoman Sutantra dan Bambang . 2010. **Teknologi Otomotif Edisi Kedua**. Surabaya : Guna Widia.
- [10] Liu Hui dan Xiang Changle. 2009. **The Research of influence on power transmission system of the Elastic Coupling page 349-354 Mechanical Strength**. China : Academy of Armored Forces Engineering Institute Beijing.

- [11] Li Quan Song, Li Ping Zeng, Shu Ping Zhang, Jian Dong Zhou dan Hong En Niu. 2014. **Design and analysis of a dual mass flywheel with continuously variable stiffness based on compensation principle**. China : Chongqing University.
- [12] Popp K dan Schiehlen W. 2010. **Ground vehicle dynamics**. Whien New York : Springer.
- [13] Rao, Singiresu S. 2011. **Mechanical Vibrations Fifth Edition**. Miami : Pearson Education, Inc.
- [14] Renyi, Qian. 2006. **Luke's dual dual-mass flywheel page 35-37**. China : Cars and accessories.
- [15] S. Foulard, S. Rinderknecht, M. Ichchou dan J. Perret-Liaudet. 2015. **Automotive drivetrain model for transmission damage prediction**. Germany : Institute fiir Mechatronische, Technische University Darstadt.
- [16] Shiyao, Xu. 2007. **Research on Dual Mass Flywheel of Automobile Transmission**. China : Jilin University.
- [17] W, Schiehlen. 2009. **Dynamical analysis of vehicle systems**. Whien New York : Springer.
- [18] Wu Fei dan Mao Heng. 2010. **Dual Mass Flywheel Torsion Vibration Test-be page 758-761**. China : Information and Management Engineering Wuhan University of Technology.
- [19] Yudong, Lu. 2007. **Research on multi-step nonlinearity dual mass flywheel**. China : Jilin University.
- [20] Zheng, Li. 2005. **A Study and Development of DMF350 dual mass flywheel**. China : Jilin University.
- [21] 1998. **Optimizing Vehicle NVH Characteristics for Driveline Integration**

BIODATA PENULIS



Hilda Yunita Prabawati dilahirkan di Ponorogo, 5 Juni 1994 anak yang terlahir dari orangtua terbaik bernama Sutikno dan Sulamti. Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN 2 Bedikulon pada tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN 1 Jetis pada tahun 2006-2009 kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 1 Ponorogo pada tahun 2009-2012. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur

SNMPTN Undangan.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Penulis juga pernah menjadi asisten dosen di kelas maupun asisten Laboratorium Desain. Penulis juga mendapatkan beasiswa Karya Salemba Empat (KSE) dari tahun 2013-2016. Dari beasiswa tersebut penulis juga mendapat pelatihan softskill yaitu Pelatihan Kewirausahaan Mien R Uno Foundation tahun 2013-2014, Technology for Indonesia Camp (TFIC) tahun 2014 dan Pelatihan Kepemimpinan Indofood Leadership Camp (ILC) BISMA Batch 7. Untuk organisasi penulis aktif menjadi staff ristik Himpunan Mahasiswa Mesin tahun 2013-2014, kemudian menjadi pengurus Paguyuban Penerima Beasiswa KSE ITS.

Motto hidup penulis “Life is chosen” menjadikan penulis lebih tegas dalam menghadapi sebuah pilihan. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email hilda.y.p.16@gmail.com.